

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Ульяновский государственный технический университет

Ю. В. Кирилин

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ БАЗОВЫХ
ДЕТАЛЕЙ И НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

Учебное пособие

для студентов, обучающихся по специальности 15100165

2-е издание, исправленное и дополненное

УЛЬЯНОВСК
2009

УДК 621.91.01:62-216.001.66 (075)

ББК 34.63-5я7

К 43

Рецензенты: главный инженер АО «УЗТС» Еграшин А.А.; кафедра
«Металлорежущие станки и инструменты» Пензенского
государственного технического университета

*Утверждено редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

Кирилин, Ю. В.

К 43

Расчет и проектирование базовых деталей и несущей системы
металлорежущих станков : учебное пособие / Ю. В. Кирилин. – 2-е изд.,
исправ. и доп. – Ульяновск : УлГТУ, 20009. – 76 с.

ISBN 978-5-9795-0456-8

Рассмотрены компоновки металлорежущих станков, а также элементы несущей системы (станины, основания, стойки, коробки, корпусные детали для перемещения инструмента и заготовки).

Приведены известные методы расчета жесткости вертикальных и горизонтальных станин, жесткости коробок, ползунов и хоботов, даны методические указания по расчету динамических и статических характеристик несущей системы металлорежущих станков, которые могут быть использованы при выполнении курсовых и дипломных проектов студентами специальности 15100165 всех форм обучения.

УДК 621.91.01: 62 - 216.001.66 (075)

ББК 34.63-5я7

ISBN 879-5-9795-0456-8

© Кирилин Ю. В., 1999
© Кирилин Ю. В., 2009, с изм.
© Оформление. УлГТУ, 2009

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
1. КОМПОНОВКИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ	6
1.1. Принципы построения многооперационных станков	7
1.2. Компоновки многооперационных станков.....	10
2. НЕСУЩИЕ СИСТЕМЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ.....	15
2.1. Общие сведения и рекомендации.....	15
2.2. Конструкция горизонтальных станин	18
2.3. Конструкция стоек (вертикальных станин).....	23
2.4. Конструкция плит, оснований корпусов шпиндельных бабок и коробок передач	27
3. РАСЧЕТ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ НА ЖЕСТКОСТЬ	28
3.1. Определение деформаций горизонтальных станин.....	29
3.2. Определение деформаций стоек.....	36
3.3. Жесткость коробок	38
3.4. Жесткость ползунов и хоботов	39
4. РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ НА ЭВМ.....	42
4.1. Выбор расчетной схемы.....	42
4.2. Заполнение бланков исходных данных	43
4.3. Результаты расчета.....	47
5. ПРОГРАММА РАСЧЕТА СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПОНОВОК МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ.....	48
5.1. Назначение ППП и условия его применения	48
5.2. Обращение к ППП и порядок выполнения расчетов	50
5.3. Организация диалога с пользователем	50
5.4. Ввод исходных данных.....	53
5.5. Описание результатов расчета.....	55

5.6. Описание примера расчета характеристик компоновки станка.....	56
ГЛОССАРИЙ.....	66
ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ.....	66
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	67
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	74

ПРЕДИСЛОВИЕ

Металлорежущие станки должны обеспечивать возможность высокопроизводительного изготовления без последующей ручной доводки деталей, удовлетворяющих современным непрерывно возрастающим требованиям к точности. Поэтому проектирование станков и их наиболее ответственных деталей и механизмов, в частности, деталей несущей системы, в значительной степени подчиняется критерию точности. К этому критерию относятся: точность изготовления, сохранение точности в работе (обеспечиваемое малостью приведенных упругих, температурных деформаций и амплитуд колебаний) и сохранение точности за установленные межремонтные периоды (обеспечиваемое малым износом и короблением от остаточных напряжений).

Несущая система станка образуется совокупностью элементов станка, через которые замыкаются силы, возникающие между инструментом и заготовкой в процессе резания. К элементам несущей системы, рассматриваемым в настоящем учебном пособии, относятся станины и корпусные детали станков.

Несущие системы станков должны обеспечивать и сохранять в течение срока службы станка возможность обработки с заданными режимами и требуемой точностью. Исходя из этого, основными критериями работоспособности несущей системы являются жесткость, а также виброустойчивость в смысле обеспечения возможности устойчивой работы станка при заданных режимах и ограничения уровня амплитуд вынужденных колебаний допустимыми пределами.

Настоящее учебное пособие ставит своей целью помочь студенту правильно применить на практике теоретические знания и практические навыки, полученные в процессе изучения металлорежущих станков, их конструирования, других специальных дисциплин, а также для выполнения курсового и дипломного проектирования.

1. КОМПОНОВКИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Металлорежущие станки значительно отличаются от любых других технологических машин. Их различают по технологическому назначению и режущим инструментам, по размерам и типовым разновидностям, по системам управления и степени автоматизации и, кроме того, по компоновкам. Разнообразие компоновок является следствием не только множества технологических задач, размеров и форм обрабатываемых деталей, но и развития конструкций станков и способов обработки, причем в этом относительном характере движения и формообразования заключено многообразие возможных вариантов движения заготовки и инструментов, а следовательно, и компоновок станков.

Особенно разнообразны компоновки специальных станков, однако типаж универсальных станков тоже непрерывно пополняется станками с новыми компоновками, существенно отличающимися от традиционных. Традиционные компоновки фрезерных, расточных, токарных и других универсальных станков прошли долгий путь совершенствования в связи с необходимостью использования новых инструментов, расширения универсальности, повышения жесткости из-за интенсификации режимов резания.

Построение компоновки станка имеет свои последовательные ступени или этапы. Основополагающим этапом является разработка технологической схемы построения станка, когда в соответствии с технологической задачей определяют необходимый состав рабочих установочных движений, число шпинделей, степень универсальности станка, форму (параллельная или последовательная) централизации обработки, число рабочих и загрузочных позиций и т. д. Результатом этого этапа является схема, которая может быть названа технологической компоновкой.

Последующими этапами компоновки станка являются координатная компоновка, раскрывающая состав и порядок сочетания координатных движений в станке; базовая компоновка, определяющая тип станка по разновидностям базовых узлов и другим признакам; конструкционная компоновка, уточняющая конструктивное исполнение и некоторые другие особенности компоновки. Далее ступенями уточнения компоновки являются также уже конкретные тип, размер и модель станка, с которыми связано определение всех основных размеров, конструкции и технологических возможностей станка.

Среди огромного разнообразия компоновок металлорежущих станков особое место занимают компоновки многооперационных станков. Это объясняется рядом причин. Многооперационные станки и станки с программным управлением и автоматической сменой инструментов являются прогрессивными станками, вобравшими в себя все новейшие достижения станкостроения и средств автоматизации. Компоновки этих станков отличаются большим разнообразием и наименее изучены. Фрезерно-сверлильно-расточные станки по характеру выполняемых операций и разнообразию применяемых

режущих инструментов охватывают станки различных групп. Будучи станками высокой универсальности, эти станки представляют наибольшие трудности для анализа качества компоновок. Техничко-экономические преимущества многооперационных станков указывают на возможность их быстрого развития.

1.1. Принципы построения многооперационных станков

Специализация – характерная тенденция конструирования современных машин. Специализируют автомобили, самолеты, станки и т. д. Целью специализации является достижение высоких технико-экономических показателей путем приспособления конструкции машин к конкретным условиям ее работы. Выпуск специальных станков отражает эту тенденцию в наиболее прямом, узком смысле этого слова. Для компоновок специальных станков характерно, с одной стороны, сокращение числа координатных движений, с другой — увеличение числа силовых агрегатов, связанное с одновременным применением сразу нескольких режущих инструментов. В отличие от других машин применительно к металлорежущим станкам существует особая разновидность специализации, понимаемая в более широком смысле — приспособление компоновок станков к условиям производств с различной серийностью изготовления деталей. Сугубо специальные компоновки станков используют только в массовом производстве, наиболее универсальные станки — только в мелкосерийном и единичном производстве. В этом смысле универсальные станки — это станки, специализированные для выпуска деталей малыми сериями и единичного выпуска.

Повышение универсальности компоновок станков, в том числе некоторых категорий специальных станков, отвечает требованию увеличения технологической мобильности машиностроительного производства, обусловленному нарастающим ускорением развития конструкций и непрерывным обновлением типажа машин.

В наибольшей степени этому требованию отвечают компоновки многооперационных станков, которые и применяют в мелкосерийном производстве. В отличие от операционных станков с ЧПУ в многооперационных станках исключена специализация по виду режущего инструмента, в полной мере используются резцы и фрезы различных типов, сверла, зенкеры, развертки и метчики. Следовательно, универсальность многооперационных станков — это универсальность новой, более высокой категории.

Централизация (сосредоточение обработки) на станках — вторая важная тенденция современного станкостроения, находящая отражение в многооперационных станках. Централизация применительно к специальным станкам проявляется в увеличении числа силовых агрегатов (головок, суппортов), в увеличении числа инструментов в каждом силовом агрегате и одновременно обрабатываемых деталей, т. е. в концентрации обработки, благодаря которой достигается резкое сокращение основного и вспомогательного времени операций и многократное повышение производительности.

Общие черты компоновок станков, на которых концентрируется обработка, позволяют эти компоновки отнести к одной категории – категории агрегатных компоновок, где агрегатирование понимают не в смысле типизации и нормализации узлов, а в смысле увеличения числа одновременно работающих силовых агрегатов – характерного признака концентрации обработки на одном станке. Там, где увеличивается число параллельно работающих силовых агрегатов, развивается и агрегатирование, в смысле нормализации узлов, следовательно, между понятиями компоновок агрегатной категории и агрегатированием конструкций имеется прямая связь.

Характерной общей чертой компоновок агрегатной категории при всем их разнообразии является структура с ветвлением движений.

Применительно к универсальным станкам централизация обработки проявляется в увеличении числа последовательных операций, выполняющихся на станке за одну установку заготовки или с наименьшим числом перестановок. Такого рода централизацию вернее называть не концентрацией, а интеграцией обработки, т. к. этот термин лучше отражает смысл «накопления» обработки во времени.

Компоновки станков, приспособленных для интеграции обработки, отличаются наличием устройств для кантования (поворотов) заготовки с целью обработки ее с разных сторон увеличением числа осей координат, по которым осуществляются точные управляемые движения, наличием устройств для последовательного ввода различных режущих инструментов (револьверных головок, магазинов инструментов). Такие компоновки удобно кратко называть компоновками интегральной категории. Под это определение попадают и многооперационные станки – не случайное изобретение, а закономерное явление, связанное с централизацией обработки на универсальных станках.

Интеграция обработки на станках – явление не новое. Последовательная смена инструментов применяется на токарно-револьверных, токарно-карусельных и некоторых других станках. Новое, что внесли в это явление многооперационные станки – возведенное в принцип применение разнородных инструментов.

Связь типов и компоновок станков с используемыми на них инструментами можно проследить во всей истории станкостроения. Деление станков на фрезерные, сверлильные и другие имеет исторические корни, обусловленные потребностями производства в различные периоды его развития. Компоновки и конструкции станков длительное время совершенствовались применительно к различным видам инструментов и в соответствии с развитием последних.

В настоящее время специализация станков по видам инструментов во многих случаях не отвечает потребностям технологии машиностроения из-за необходимости многократного переоборудования деталей. Современному машиностроению нужны станки для типовых сочетаний операций обработки, совмещение типов станков.

Под совмещением типов станков, относящихся к различным группам, следует понимать не изготовление так называемых комбинированных станков, известных давно, а создание станков, органически приспособленных для

типовых сочетаний последовательных операций обработки. Комбинированные станки позволяют производить на них раздельно операции точения, сверления, фрезерования и строгания, но являются всего лишь искусственной суммой станков с объединенными станиной и приводом, чем достигается сокращение для установки площади и массы по сравнению с соответствующим комплектом отдельных станков.

В наибольшей степени совмещение типов станков проявляется в компоновках многооперационных станков.

Интеграцию обработки, наряду с концентрацией, начинают применять в специальных станках. Используют агрегатные силовые головки револьверного типа или с магазином инструментов, агрегатные станки с последовательной сменой шпиндельных коробок и т. д. Это объясняется, в частности, требованиями ускорения переналадок станков на другие изделия.

Автоматизация – еще одна важнейшая тенденция развития станков, к которой многооперационные станки имеют прямое отношение.

Многооперационные станки оснащают системами ЧПУ в их наиболее развитой форме, когда автоматическим управлением охвачены не только перемещение узлов, но и изменение режимов резания, поиск и смена режущих инструментов, повороты обрабатываемой заготовки, загрузки заготовок и некоторые другие функции.

Новое, что вносят многооперационные станки в автоматизацию мелкосерийного производства, заключается в том, что на них осуществляется интеграция большого числа простых операций в сплошную операцию обработки, чем достигается полное использование преимуществ программного управления и рентабельность станков.

Таким образом, анализ особенностей многооперационных станков в свете важных тенденций развития современного станкостроения показывает, что станки не только наиболее полно отвечают этим тенденциям, но и вносят в них новые элементы: высокую универсальность с исключением специализации по видам инструментов, интеграцию обработки с совмещением разнородных инструментов для выполнения типовых сочетаний операций за одну установку, высокую степень автоматизации мелкосерийного производства с рентабельным использованием ЧПУ как на сложных, так и на объединенных простых операциях обработки.

Все эти операции позволяют рассматривать многооперационные станки не как текущее усовершенствование металлорежущих станков и систем управления, а как перспективное направление в станкостроении.

Приведенные выше положения позволяют перечислить общие принципы построения многооперационных станков:

1. Обработка деталей мелкосерийного производства широкой номенклатуры (в пределах определенного размера и форм).

2. Выполнение характерных (типовых) сочетаний операций обработки, обеспечивающих по возможности наиболее полную обработку детали за одну установку.

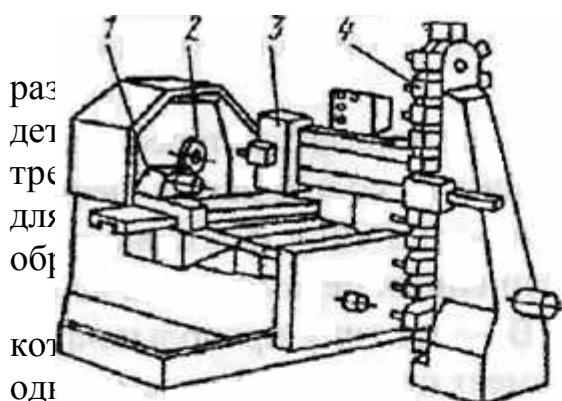
3. Эффективная высокопроизводительная работа режущими инструментами различных видов (в пределах обусловленного круга технологических задач).

4. Максимальная автоматизация путем применения программного управления, включая автоматизацию смены инструментов и заготовок.

5. Высокие качественные и эксплуатационные характеристики, необходимые для длительной безостановочной работы с сохранением необходимой точности.

Компоновки и конструкции многооперационных станков отвечают перечисленным принципам их построения. Из компоновок других станков в наибольшей мере этим принципам отвечают компоновки горизонтально-расточных станков. Выполнение этих станков без задней стойки, применение прецизионных поворотных столов, ужесточение шпинделей и общее повышение износоустойчивости и надежности, оснащение станков системой ЧПУ и автоматической сменой инструмента способствуют их превращению в многооперационные станки.

1.2. Компоновки многооперационных станков



раз
дел
тр
для
об
кот
оди
нал
инс
см
час
инс
сут
ма

Рис. 1. Станки токарного типа с магазинами инструментов:
1 – инструментальный магазин; 2 – автооператор для смены инструментов;
3 – шпиндель станка; 4 – суппорт

С точки зрения принципов, изложенных выше, к товарным многооперационным станкам следовало бы относить станки, в которых кроме устройств автоматической смены инструментов и ЧПУ имеется инструментальный шпиндель, позволяющий токарные операции дополнить операциями фрезерования, поперечного сверления и т. д.

Фрезерно-сверлильно-расточные многооперационные станки изготавливают в самых разнообразных компоновках с горизонтальным или вертикальным шпинделем. Станки предназначены для сложных совокупных операций обработки корпусных и других деталей с выполнением фрезерования, сверления, развертывания, зенкерования, расточки, нарезания резьбы и некоторых других видов обработки.

Основные конструктивные особенности многооперационных станков сводятся к следующему:

1. Станки изготавливают обычно в одношпиндельном исполнении или с револьверной шпиндельной головкой, у которой шпиндели работают поочередно. В случаях, когда станки изготавливают с двумя шпинделями, один шпиндель предназначается для тяжелых, а другой – для легких работ. Для выполнения резбонарезания метчиками шпиндель станка может автоматически реверсироваться. У многих станков шпиндель снабжен автоматическим устройством для фиксации в определенном угловом положении. Это устройство используют в некоторых расточных операциях при вводе и выводе оправок с резцами, а также при автоматической смене инструментов.

2. Автоматическая смена инструментов осуществляется посредством индексирования револьверной шпиндельной головки или автоматической разгрузки и загрузки шпинделя оправками с инструментами из магазинов с

помощью автооператоров. Емкость магазинов в станках составляет 12-100 инструментов и более.

3. Для последовательной обработки деталей с разных сторон станки снабжают прецизионными поворотными столами, индексирующимися через угол в 90° или способными поворачиваться на различные углы, заданные программным управлением.

4. Для совмещения времени установки новых заготовок с основным временем работы станки оснащают дополнительными загрузочными позициями и специальными автоматическими устройствами, в результате чего время смены заготовок снижается до нескольких десятков секунд.

5. Станки оборудуют позиционными или непрерывными (контурными) системами с ЧПУ, на которое возлагается автоматическое управление всеми перемещениями узлов станка, сменой инструментов и заготовок, поворотом стола с обрабатываемой деталью, автоматическое изменение частоты вращения шпинделя и скорости подачи и некоторые другие технологические команды управления.

6. Для возможности бесперебойного выполнения точных, сложных и длительных по времени совокупных операций обработки конструкцию станка разрабатывают с учетом достижения максимальной надежности и повышенной точности. На многих многооперационных станках достигнута точность позиционирования (0,01-0,02) мм, а на особо точных – 0,005мм.

Представляет интерес следующая классификация многооперационных станков, состоящая из шести форм исполнения компоновок (рис. 2):

А – по типу фрезерно-расточного станка с подвижной колонной, стол линейных перемещений не имеет;

В – по типу продольно-фрезерного станка с неподвижной стойкой, стол имеет продольное перемещение;

С – по типу одностоечного фрезерного станка с трехкоординатным столом;

Д – по типу вертикального одностоечного координатно-расточного станка с двухкоординатным столом ;

Е – по типу расточного станка с горизонтальным шпинделем и консольным столом;

Ф – по типу горизонтального консольно-фрезерного станка со шпинделем в неподвижной стойке.

Перечисленные компоновки являются основными, они могут видоизменяться, например, при увеличении числа координатных движений; четвертая ось — поворотный делительный стол, пятая ось — наклон делительного стола либо поворот шпиндельной головки, выдвижение пиноли шпинделя, расточная головка с радиальным суппортом. Возможно программное управление по шести осям.

При таком отображении компоновок многооперационных станков обнаруживается, что рассмотренные формы различаются распределением движений между инструментом и заготовкой: от формы А, в которой все движения совершает инструмент, до формы Ф, в которой все движения, кроме вращения шпинделя выполняет заготовка.

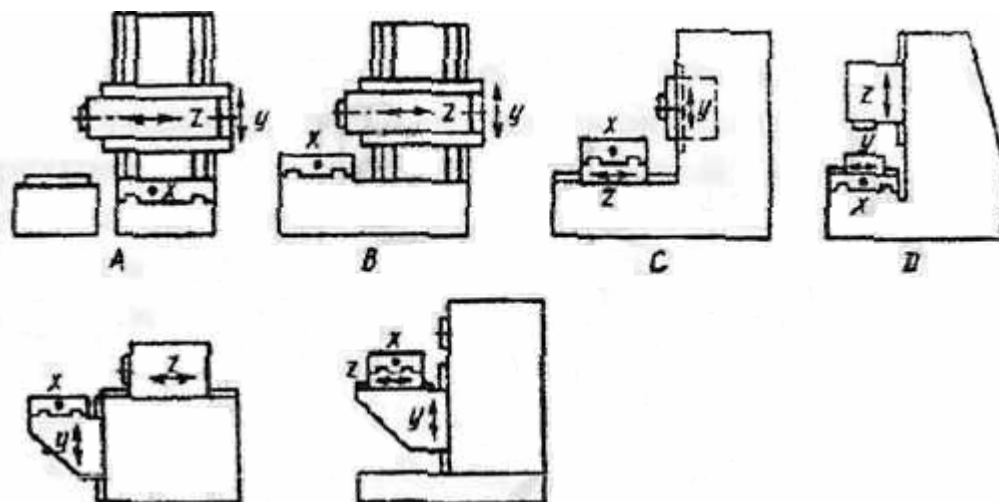


Рис. 2. Разновидности компоновок фрезерно-сверлильно-расточных многооперационных станков по В. Петерману

Рассмотренная классификация не может претендовать на полноту, поскольку она не охватывает многие компоновки существующих многооперационных станков и потенциальные варианты базовых компоновок.

Ниже рассмотрены компоновки многооперационных станков с приведением результатов статистического исследования, которому было подвергнуто большое число станков, построенных зарубежными фирмами.

Компоновки многооперационных станков (горизонтальные и вертикальные) можно разделить на традиционные (рис. 3.), выполненные по типу известных фрезерных, расточных, сверлильных и агрегатных станков, и оригинальные (рис. 4.), появление которых связано с развитием многооперационных станков и свидетельствует о предпринимаемых поисках новых оптимальных конструкций. Многие зарубежные фирмы изготавливали и изготавливают станки с совершенно разными компоновками.

Статистическое исследование показало, что вертикальные компоновки составляют 54%, а горизонтальные 46% от общего числа моделей многооперационных станков. Замечено, что в станках, выпущенных в последние годы, это соотношение изменяется в пользу горизонтальных компоновок.

Горизонтальные компоновки, выполняемые с поворотным столом, допускающим обработку деталей с четырех сторон, обеспечивают выполнение наибольшего числа операций обработки за одну установку. Применение с той же целью делительных устройств на столах вертикальных станков снижает жесткость системы СПИД и позволяет закреплять детали только небольшого размера. На станках с горизонтальным шпинделем облегчается отвод стружки, удобнее наблюдение и намного меньше вылеты шпинделя. Вертикальные компоновки оправданы для небольших деталей, так же для длинных и нежестких деталей типа рам, плит и т.п.

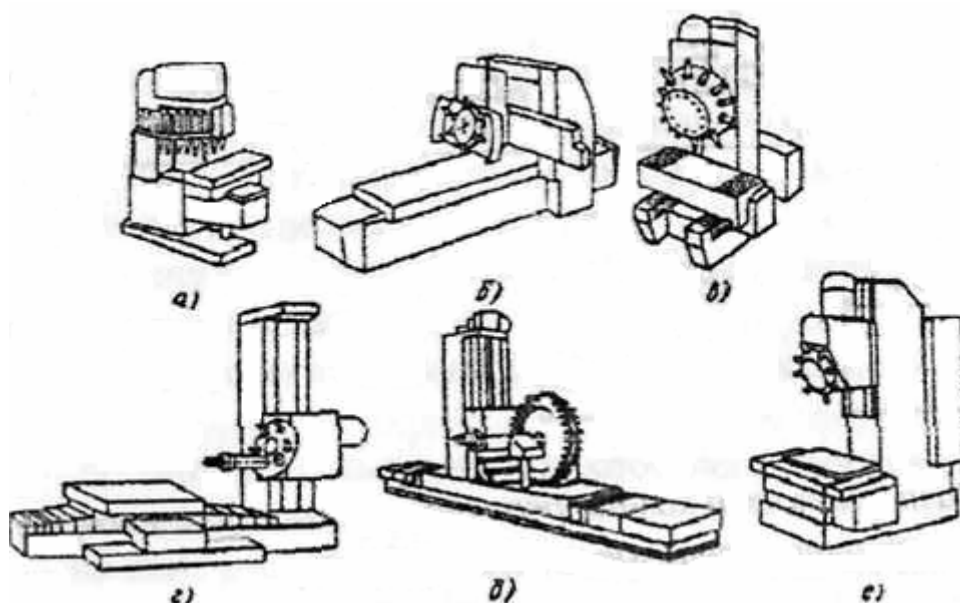


Рис. 3. Многооперационные станки по типу традиционных компоновок станков: а, б – фрезерных; в – вертикально-фрезерных или координатно-расточных; г, д – горизонтально-расточных; е – агрегатных сверлильно-расточных

Распределение многооперационных станков по типам базовых компоновок следующее (%):

Вертикально-фрезерные станки (бесконсольные) и одностоечные координатно-расточные	25
Горизонтально-расточные с подвижной колонной	18
Горизонтально-расточные с подвижным столом и неподвижной стойкой	14
Продольно-фрезерные с вертикальным шпинделем и двухстоечные координатно-расточные	12
Консольные вертикально-фрезерные	6,7
Другие традиционные компоновки	16,3
Новые оригинальные компоновки	8

Велика доля горизонтальных компоновок с неподвижным столом (26,5%) среди вертикальных станков они составляют 7,6%. Компоновки с кривым столом составляют свыше одной трети (34%). Компоновки с одним поступательным перемещением заготовки (кроме поворота стола) встречаются в 1/3 горизонтальных и вертикальных моделей многооперационных станков.

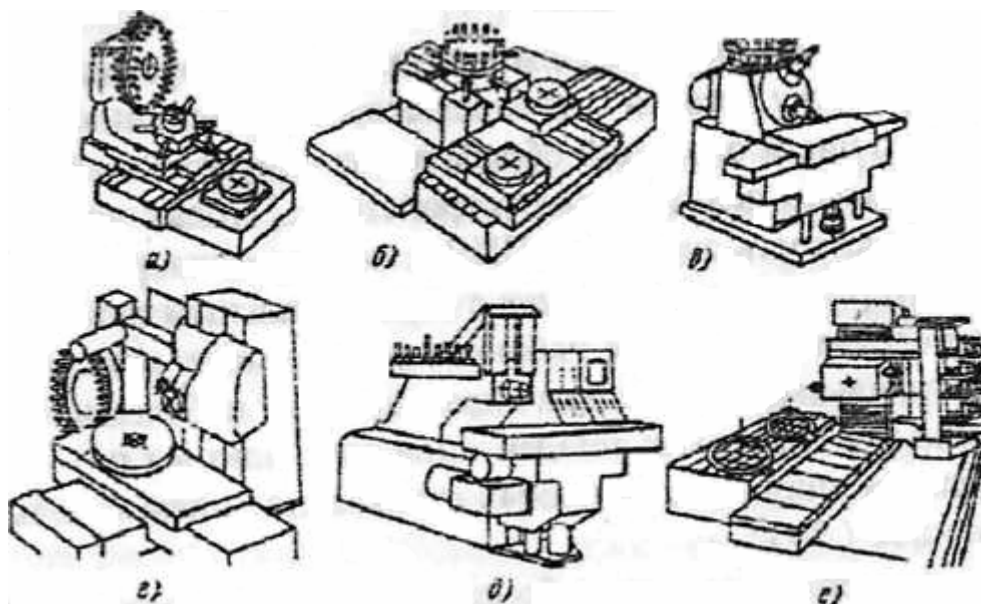


Рис. 4. Многооперационные станки оригинальных компоновок:

а, б – фирмы Hüller (Германия); в – Burkhard (Германия); г – Sundstrand (США); д – Köping (Швеция); е – Hüller (Германия)

Статистическому анализу были подвергнуты некоторые размерные параметры компоновки [1]: размеры столов (ширина В и длина L), величины координатных ходов (X, Y, Z), различные соотношения этих размеров и корреляционные связи между ними. Проведенный анализ показал, что наиболее распространенные размеры столов лежат в пределах: для вертикальных компоновок $B = 300...1250$, $L = 750...2500$ мм; для горизонтальных компоновок $B = 300...1000$, $L = 700...2000$ мм.

Наиболее распространенные величины координатных ходов: для вертикальных компоновок $X = 500...1600$, $Y = 300...1000$, $Z = 250...1250$ мм; для горизонтальных компоновок $X = 550...1200$, $Y = 400...1250$, $Z = 300...1250$ мм. Следовательно, многооперационные станки в основном средних и крупных размеров. Малые и тяжелые многооперационные станки изготавливают значительно реже.

Вертикальные многооперационные станки имеют более длинные столы и несколько меньшую высоту обработки по сравнению с горизонтальными станками. Более короткие столы в горизонтальных станках являются следствием применения поворотных столов.

2. НЕСУЩИЕ СИСТЕМЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

2.1. Общие сведения и рекомендации

Элементы несущей системы по массе составляют 80-85% от массы станка. Поэтому экономия металла в машиностроении наиболее эффективна в направлении снижения массы именно этих деталей, и вопросы расчета и оптимального конструирования несущих систем имеют первостепенное значение.

Рассматриваемые элементы несущих систем могут быть укрупнено разделены на следующие группы:

- 1) станины и основания;
- 2) корпуса шпиндельных бабок и коробок передач;
- 3) детали узлов для поддержания и перемещения инструмента и изделия.

Все корпусные детали по форме можно разделить на детали, у которых один габаритный размер значительно больше, чем два других (станины горизонтальные и вертикальные, поперечины, рукава, хоботы, ползуны); детали, у которых два габаритных размера значительно больше, чем третий (плиты, плоские столы, суппорты); детали, у которых все три габаритных размера имеют одинаковый порядок величин (консоли, коробки).

Основные материалы станин и корпусных деталей – чугун или низкоуглеродистые стали. Наиболее распространены чугунные литые корпусные детали вследствие широких возможностей получения из чугуна требуемых (иногда весьма сложных) геометрических форм и относительно невысокой стоимости литых корпусных деталей при серийном изготовлении, в котором стоимость модельного комплекта раскладывается на значительное количество отливок.

В качестве материалов для литых станин и корпусных деталей основное применение имеют:

- а) для станин станков средних размеров с направляющими, выполненными за одно целое и базовых деталей прецизионных станков, – чугун марки СЧ 40 или СЧ 52;
- б) для станин сложной конфигурации и станин тяжелых станков во избежание технологических трудностей при изготовлении отливок, а также для станин с повернутыми направляющими – чугун марки СЧ 32;
- в) для корпусов коробок скоростей, передач в связи с отсутствием поверхностей, систематически работающих на износ, – чугун марки СЧ 32;
- г) для салазок, столов, планшайб чаще применяют чугун марки СЧ32.

Стальные сварные корпусные детали преимущественно применяют при относительно простых формах в индивидуальном и мелкосерийном производстве, а также при очень больших и особенно ударных нагрузках. Для сварных станин и корпусных деталей преимущественно применяют сталь марок Ст. 3 или Ст. 4.

К достоинствам сварных конструкций по сравнению с литыми чугунами относятся:

- 1) меньший вес вследствие большего модуля упругости стали, чем у чугуна, и возможность применения более совершенных с точки зрения жесткости форм;
- 2) меньшая трудоемкость механической обработки;
- 3) возможность исправления дефектов конструкции;
- 4) ускорение процесса производства.

При одинаковых формах сварных и литых станин одинаковая общая жесткость обеспечивается при толщине стенок сварных станин примерно в два раза меньшей, чем литых.

Местная жесткость пропорциональна третьей степени толщины стенок, поэтому в отношении местной жесткости сварная станина будет эквивалентна литой в том случае, если толщина стенок (без ребер) сварной станины будет меньше, чем литой в 1,2 ... 1,3 раза.

Сварные станины, у которых толщина стенок отличается от толщины стенок соответствующих литых станин меньше чем в 1,5 раза, относятся к толстостенным. Толстостенные станины станков средних размеров обычно имеют толщину стенок около 10 мм. Такие станины наиболее просты в изготовлении, но в отношении экономии металла менее эффективны. Конструктивные формы толстостенных сварных станин принципиально тождественны формам литых.

К тонкостенным сварным станинам относят станины, у которых толщина стенок отличается от толщины соответствующих литых более чем в 1,5...2 раза. Тонкостенные станины станков средних размеров имеют толщину стенок 3...6 мм. Они технологически сложнее, чем толстостенные, но позволяют получить максимальную экономию металла.

Технологические возможности изготовления сварных станин с замкнутым контуром сечения элементов и большим количеством сплошных перегородок обычно значительно шире, чем у литых.

При конструировании сварных станин особое внимание уделяется обеспечению достаточной местной жесткости. Повышение местной жесткости сварных станин обеспечивается введением перегородок, ребер, косынок, т. е. элементов, уменьшающих деформируемую длину стенок и увеличивающих их приведенную толщину. Расстояние между перегородками и ребрами должно приниматься несколько меньше, чем в соответствующих литых станинах (например, из условия обеспечения той же частоты собственных колебаний стенок расстояние между перегородками и ребрами в сварных конструкциях должно быть меньше, чем в литых, в $\sqrt{\delta_{cm} / \delta_{чуг} \sqrt{E_{cm} / E_{чуг}}}$ раз, где δ – толщина стенок, E – модуль упругости).

При выборе толщины стенок опасность потери устойчивости и увеличения шума (в результате колебания стенок, как диафрагм) можно не учитывать, т. к. напряжения в стенках сравнительно незначительны, а повышенный шум более рационально устранять не увеличением толщины стенок, а путем приварки ребер, введения рифлений на стенках, связей между серединами стенок и подобными мероприятиями.

Демпфирующая способность сварных станин обычно близка к демпфирующей способности чугуновых за счет повышенного рассеяния энергии в местах контакта сваренных элементов. В ряде случаев предусматривают специальные элементы, увеличивающие демпфирование, например, специально привариваемые параллельные стенкам листы.

Важным при конструировании и изготовлении сварных станин и корпусных деталей является уменьшение сварочных деформаций, которое достигается, в частности, общим повышением жесткости конструкции.

В этом отношении более надежными, обеспечивающими жесткость сварной конструкции, примерно эквивалентными жесткости цельной, являются стыковые или угловые швы. Односторонние швы применяют только в малонагруженных соединениях, не определяющих жесткость системы, либо выполняют со снятием фаски. Толщину швов следует назначать минимально возможной.

2.2. Конструкция горизонтальных станин

По условиям нагружения и деформирования горизонтальные станины разделяются на станины токарных, револьверных, расточных и тому подобных станков, нагруженных пространственной нагрузкой в нескольких сечениях и испытывающих, помимо местных деформаций, изгиб и кручение, а также станины бесконсольных одностоечных продольно-строгальных, продольно-фрезерных и подобных станков, нагруженных пространственной уравновешенной нагрузкой в одном сечении и испытывающих, помимо местных деформаций, главным образом изгиб в вертикальной плоскости под действием сил веса.

Форма сечения станин определяется условиями жесткости, расположением направляющих, условиями удаления стружки и охлаждающей жидкости, условиями размещения в станинах резервуаров для охлаждающей жидкости и смазки. Основные типы сечений горизонтальных станин приведены на рис. 5.

Сечения по рис. 5, (а – г) применяют при необходимости отвода большого количества стружки и охлаждающей жидкости. Наименее жесткими являются станины с сечением из двух стенок (а), которые применяют главным образом в станинах на ножках токарных и револьверных станков с диаметром обработки до 400 мм. Станины с двойными стенками (б) обладают несколько более высокой жесткостью (на 30...40%) и применяются в многорезцовых станках. Станины с наклонной стенкой (г) и отводом стружки через окна в задней стенке (в) применяют в токарных и револьверных станках с диаметром обработки 630...800 мм. Такие станины часто выполняют сплошными. Часть станины под передней бабкой целесообразно выполнять с замкнутым контуром с окнами в нижней стенке, которые из условий жесткости должны быть минимально возможных размеров.

Станины с замкнутым контуром сечения наиболее жесткие в станках с нижним расположением суппортом на наклонной стенке, конструкция суппорта сложнее и имеет худшее направление. С замкнутым контуром поперечного сечения выполняют обычно элементы рамных станин специализированных высокопроизводительных станков, станков с программным управлением. При этом вследствие верхнего расположения суппортов обеспечивается также удобный отвод стружки.

При отсутствии необходимости отвода стружки применяют сечения по рис. 5. (д). Верхнюю стенку можно выполнять наклонной для стока охлаждающей жидкости. В случае возможности попадания стружки между направляющими предусматриваются наклонные люки. Такие сечения применяют в основном в небольших бесконсольных фрезерных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных, долбежных, расточных и подобных станках.

Сечения по рис. 5. (е) применяются при необходимости использования станины как резервуара для масла, при больших габаритах размещаемых в станине механизмов и при невозможности попадания стружки между направляющими. Такие сечения применяют обычно в малонагруженных станках, например, в шлифовальных.

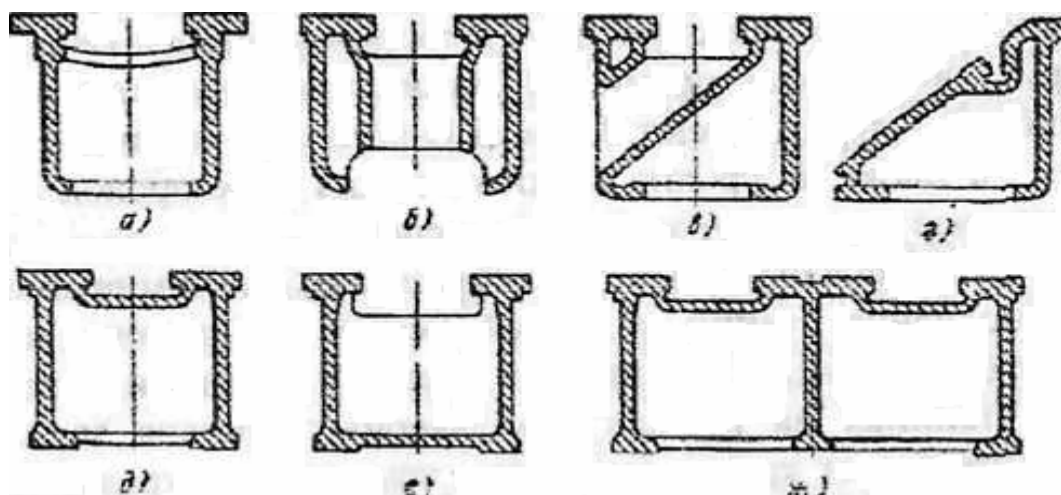


Рис. 5. Основные типы сечений горизонтальных станин

Сечение по рис. 5. (ж) применяют в станинах тяжелых станков (токарных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных и т. п.). Количество стенок определяется числом направляющих, которое доходит до четырех-пяти, в зависимости от размера и количества суппортов. Станины особо тяжелых станков выполняют с двойными стенками. При возможности попадания стружки между направляющими предусматриваются наклонные люки, из которых стружка отводится через фундамент. Значительное повышение жесткости обеспечивается сплошным стальным листом, прикрепленным снизу.

Ширина сечений станин определяется размерами изготавливаемых изделий, условиями жесткости и условиями направления суппортов и столов. Ширина станин, работающих в условиях изгиба в вертикальной плоскости (продольно-строгальных, продольно-фрезерных и т. п. станков), определяется размерами обрабатываемых заготовок. В станинах, нагруженных пространственной нагрузкой и испытывающих деформации кручения, ширина станины в значительной степени определяется жесткостью, поэтому ширину таких станин (токарных, револьверных, расточных и подобных станков) следует принимать максимально допустимой из конструктивных соотношений.

Высота сечений станин на ножках определяется условиями необходимой жесткости. Для токарных станков оптимальным является отношение высоты сечения к ширине примерно равное единице. Для револьверных станков характерна работа с большими осевыми силами от сверл и влияние на точность обработки деформаций изгиба станин в вертикальной плоскости. Поэтому для станин револьверных станков на ножках отношение высоты сечения к ширине принимается равным 1,2...1,5.

Высота сечения сплошных станин определяется в основном условием размещения обрабатываемой заготовки на наиболее удобном для наблюдения уровне. Сравнительно небольшую высоту имеют станины станков, в которых стол перемещается по двум взаимно перпендикулярным направлениям, например, станины бесконсольно-фрезерных, одностоечных координатно-расточных станков и др. В этом случае необходимая жесткость станины обеспечивается фундаментом, а в станках, устанавливаемых на три точки, за счет увеличения ширины станины, введения перегородок и увеличения толщины горизонтальных стенок станины.

Стенки. С увеличением толщины стенок жесткость и масса станины увеличиваются примерно пропорционально увеличению толщины. Влияние на жесткость габаритных размеров сечения значительно больше. Поэтому оптимальной следует считать толщину стенок (и перегородок) минимально допустимую из технологических соображений, а требуемую жесткость обеспечивать соответствующим выбором размеров сечения и другими конструктивными факторами. В станинах из двух стенок с перегородками (рис. 5) стенки имеют Т- или П-образное сечение. В нижней части стенок, а также на уровне верхнего конца перегородок делают отбортовки, которые повышают жесткость стенок.

Весьма рациональным является сокращение деформируемой длины стенок и выполнение станин у задней ножки замкнутого сечения со сплошной верхней стенкой и с нижней стенкой с окнами минимальных размеров. В станинах на ножках револьверных станков задняя ножка обычно отодвигается от края к середине, чем также сокращается деформируемая длина стенок.

Направляющие. Наиболее распространены следующие формы направляющих горизонтальных станин: треугольные, прямоугольные и комбинированные. Конструктивные формы присоединения направляющих к станине существенно влияют на ее жесткость, а также на собственные напряжения в отливках в связи с неравномерным охлаждением стенок станины и направляющих. Переход от основной части станины к направляющим может быть оформлен в виде одной или двух переходных стенок — прямых или наклонных. Встречается непосредственное соединение направляющих с основными стенками.

Присоединение направляющих с помощью одной переходной стенки (рис. 6. а, б) наименее жесткое, применяется главным образом в станинах токарных и револьверных станков (а) и реже в станинах небольших продольно-строгальных и расточных станков (б). Переходная стенка выполняется значительной толщины или прикрепляется ребрами.

Присоединение, показанное на рис. 6. (в), применяется в основном в станинах токарных и токарно-револьверных станков с двойными стенками, с замкнутым контуром сечения и с отводом стружки через окна в задней стенке. При наличии ребер, обеспечивающих жесткость контура сечения стенки, местные деформации таких направляющих весьма незначительны.

Присоединение с помощью двух переходных стенок (рис. 6. г, д) применяется в станинах с верхней стенкой расточных, продольно-фрезерных, продольно-строгальных станков и др. При ширине направляющих меньшей, чем ширина станины, наружная стенка делается с изломами. Под действиями нагрузки в плоскости, перпендикулярной направляющей, наличие изломов наружной стенки снижает местную жесткость в 1,5...3 раза. Жесткость направляющих с двумя переходными стенками существенно увеличивается при уменьшении длины переходных стенок и увеличении расстояния между ними.

Непосредственное соединение направляющих с основными стенками (рис. 6. е) наиболее жесткое и в горизонтальных станинах применяется сравнительно редко — в тех случаях, когда стол перемещается по станине с помощью реечного привода, размещенного сбоку станины. Под действием нагрузки в плоскости направляющих местная жесткость такого соединения оказывается в 4-5 раз выше, чем направляющих с двумя переходными стенками.

Жесткость присоединения направляющих к стенкам, определяющая местную жесткость направляющих, зависит от жесткости основных стенок станины и переходных стенок. Для увеличения жесткости стенок более целесообразно не увеличивать их толщину, а вводить ребра соответствующей высоты. При достаточной высоте ребер на переходной и основной стенках жесткость соединения с помощью одной переходной стенки оказывается близкой к жесткости соединения с двумя переходными стенками. Однако применение ребер высотой h_p , больше чем в 3-4 раза превышающей толщину стенок не рационально, т. к. при этом масса увеличивается в значительно большей степени, чем жесткость.

Оптимальным расстоянием между ребрами следует считать такое, при котором на длине узла, передающего нагрузку на направляющие, перемещаются одно-два ребра. С точки зрения жесткости оптимальным являйся отношение ширины направляющей (полки) к толщине примерно равное трем.

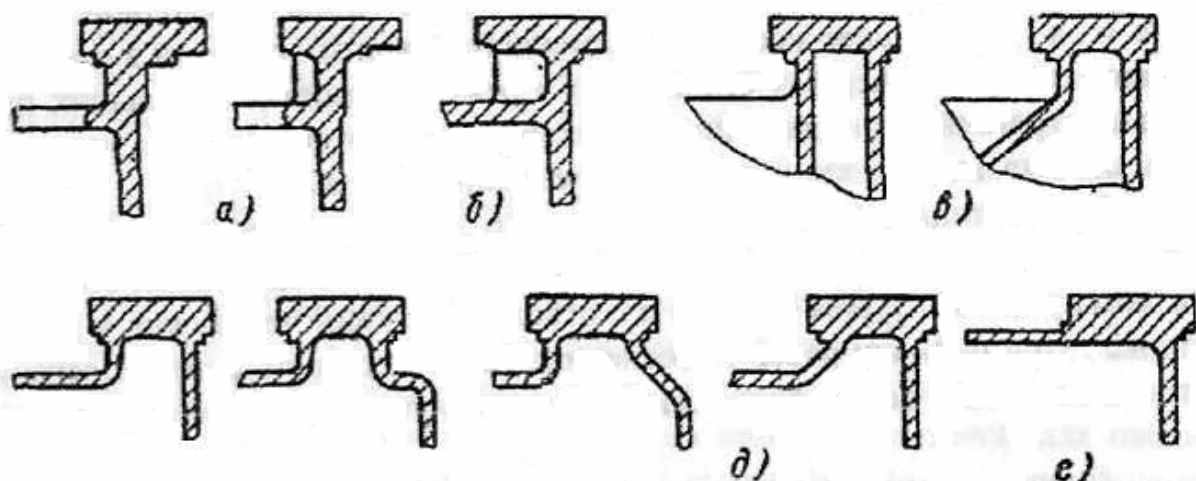


Рис. 6. Конструктивные формы соединения направляющих к основной части станины

Перегородки. Горизонтальные станины обычно выполняют со сплошными перегородками (диагональными или перпендикулярными), обеспечивающими достаточно высокую жесткость контура поперечного сечения.

В станинах с горизонтальной (верхней или нижней) стенкой замкнутого поперечного сечения вид и количество перегородок сравнительно незначительно влияют на жесткость. В станинах из двух вертикальных стенок перегородки обеспечивают совместную работу стенок и поэтому весьма значительно влияют на жесткость. Диагональные перегородки чаще Т-образные, перпендикулярные, П-образные. Количество перегородок следует выбирать так, чтобы в станинах с диагональными перегородками угол между ними находился в пределах $60...100^\circ$, а в станинах с перпендикулярными перегородками расстояние между ними было примерно равно или несколько больше ширины станины. Увеличение количества перегородок сверх оптимального нерационально, т.к. число перегородок в значительно большей степени влияет на массу, чем на жесткость. Из параметров перегородок в станинах с П-образными перпендикулярными перегородками наибольшее влияние на жесткость оказывает ширина перегородок, а в станинах с диагональными перегородками – высота. Эти параметры следует принимать максимально возможными из конструктивных соображений. С точки зрения получения максимальной жесткости при минимальном весе станины целесообразно делать с диагональными перегородками. При относительно небольшой длине станины с диагональными и П-образными перегородками примерно равноценны. В станинах с двойными стенками в целях обеспечения достаточной жесткости контура сечения стенок необходимо предусматривать перегородки внутри стенок. В станинах с отводом стружки назад (рис. 5, 6) существенное влияние на жесткость оказывают перегородки, поддерживающие заднюю направляющую. В этом случае ширину перегородок следует принимать максимально возможной.

Фланцы. К горизонтальным станинам обычно крепят основные неподвижные узлы: коробки скоростей, шпиндельные бабки, стойки в бес-

консольных станках и станках portalного типа и т. п. Длинные станины делают составными. Для обеспечения необходимой жесткости соединения минимальное давление в стыке не должно быть меньше $15...20 \text{ кг / см}^2$. Жесткость соединений в значительной степени зависит от жесткости фланцев и собственной жесткости стенок.

Введением ребер и косынок можно существенно (до 1,5 раз) повысить жесткость соединения. Поэтому в зоне крепления стоек боковые стенки станин обычно усиливают ребрами и перегородками. Целесообразно ребра и перегородки размещать непосредственно в плоскости осей болтов.

Высокая местная жесткость обеспечивается при размещении болтов не на фланцах, а в карманах — жесткость крепления с помощью карманов примерно в 1,5 раза выше, чем с помощью фланцев, и в 2,5...3 раза выше, чем с помощью лап.

2.3. Конструкция стоек (вертикальных станин)

По условиям нагружения стойки разделяются на нагружаемые силами в плоскости симметрии (стойки станков типа сверлильных) и нагружаемые с пространственной нагрузкой (стойки фрезерных, расточных, продольно-строгальных, карусельных и других станков).

Форма сечения стоек определяется главным образом условиями жесткости. Основные типы сечений стоек приведены на рис. 7. Стойки, показанные на рис. 7. (а), применяют в тех случаях, когда должна быть обеспечена возможность поворота узлов относительно оси стойки, а также при небольших нагрузках.

Основное применение — стойки радиально-сверлильных станков. Применяются также в вертикально-сверлильных станках, настольных и portalного типа.

Для стоек одностоечных станков при нагружении силами в плоскости симметрии применяют сечения, показанные на рис. 7. (б). Основное применение — стойки вертикально-сверлильных, агрегатных станков. Оптимальное соотношение габаритных размеров $h / b \sim 2...3$.

Для стоек одностоечных станков, нагруженных сложной пространственной нагрузкой, применяют сечения, показанные на рис. 7. (в). Такие стойки имеют повышенную жесткость на кручение. В отношении жесткости контура сечения наиболее рациональны конструкции с высокими поперечными ребрами. Основное применение — стойки расточных, фрезерных и тому подобных станков. Оптимальное соотношение габаритных размеров $h / h = 1$.

Сечения стоек, показанные на рис. 7. (г, д), применяют в станках portalного типа. Сечения вытянуты в направлении, перпендикулярном к плоскости портала. Наиболее распространены стойки с сечением, близким к прямоугольному (рис. 7. д). Сечения с контурами в виде двух прямоугольников (рис. 7. г) имеют стойки некоторых карусельных и продольно-строгальных станков. Однако и для этих станков простейшая прямоугольная форма сечения является более рациональной. Для уменьшения деформаций искажения контура сечения предусматриваются поперечные ребра или перегородки. При

оптимальной (прямоугольной) форме сечения стоек оптимальное соотношение габаритных размеров сечения – для карусельных станков $h/b = 3...4$. для продольно-строгальных и продольно-фрезерных $h/b = 2...3$. Стойки продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков могут быть унифицированы.

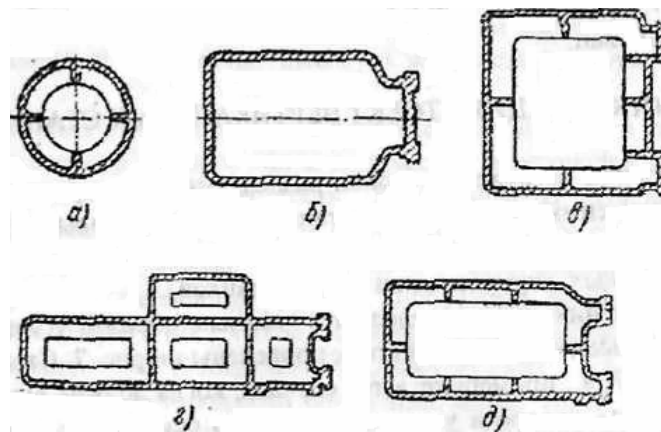


Рис. 7. Основные типы сечений стоек

При оптимальной форме поперечного сечения и размерах сечения, определяемых требуемой жесткостью, толщину стенок выбирают минимально возможной из технологических соображений.

Применяемые формы направляющих стоек: прямоугольные, остроугольные (ласточкин хвост) и комбинированные.

В стойках порталных станков для повышения жесткости соединения поперечины со стойками на внутренней боковой стенке стоек иногда делают дополнительную направляющую, по которой осуществляется зажим поперечины.

Перегородки и ребра. В стойках относительно большой высоты (существенно большей размеров сечения), если в них нет поперечных перегородок (сплошных или с окнами небольших размеров), при пространственной нагрузке, действующей на стойку, возникают значительные деформации искажения контура сечения. Поэтому в том случае, если внутри стойки не размещается груз, уравнивающий массу подвижных узлов, стойку целесообразно выполнять с поперечными перегородками, а при необходимости размещения противовеса – с высокими ребрами. Влияние количества перегородок на перемещения стенок коробчатой балки (стойки) при искажении контура сечения иллюстрирует кривая, приведенная на рис. 8.

Минимальное количество перегородок, практически обеспечивающее отсутствие искажений контура, при котором расстояние между перегородками примерно равно $2/3$ длины контакта стойки и элемента, передающего нагрузку на стойку.

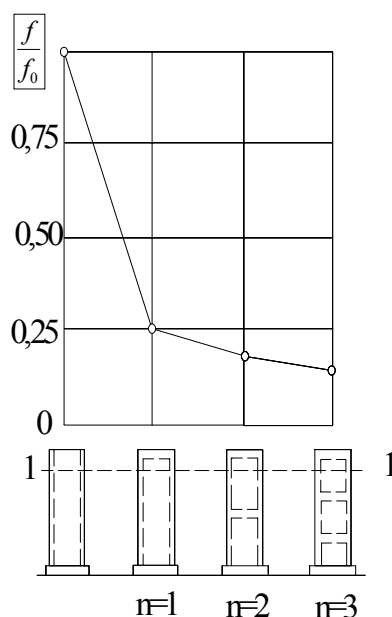


Рис. 8. Влияние количества перегородок (n) на перемещения f стенок стойки при действии кососимметричной нагрузки в плоскости 1–1

В отношении жесткости поперечного сечения влияние диагональных связей аналогично влиянию перегородок. Крестообразные продольные перегородки практически жесткость контура не увеличивают. Поперечные ребра могут рассматриваться как перегородки с окнами. Окна в перегородках, площадь которых меньше 0,2..0,3 площади перегородки, весьма незначительно уменьшают влияние перегородок на жесткость. Наиболее рациональной является такая форма окна, которая обеспечивает наибольшую жесткость перегородки в своей плоскости, т. е. близкая к треугольной.

С уменьшением высоты поперечных ребер (увеличением размеров окна в перегородке) жесткость контура резко уменьшается. Однако даже при сравнительно небольшой высоте ребер, составляющей 5...10% стороны сечения, наличие поперечных ребер повышает жесткость контура по сравнению со стойкой без ребер на 30...40%.

Для повышения жесткости контура сварных стоек, внутри которых размещаются противовесы, стенки можно выполнить двойными, как бы из панелей, имеющих две стенки, соединенные перегородками. Жесткость контура сечения стоек с двойными стенками значительно выше, чем жесткость стоек со сплошными толстыми стенками того же веса. Однако и в сварном исполнении введение достаточного количества перегородок оказывается все же значительно более эффективным, чем выполнение стенок двойными.

При отсутствии искажения контура сечения влияние на жесткость поперечных перегородок и ребер весьма незначительно.

Для повышения жесткости стенок в плоскости меньшей жесткости стенки стоек обычно подкрепляют сравнительно невысокими ребрами —

поперечными и продольными или диагональными. Во избежание колебаний стенок как диафрагм, поверхности стенок между ребрами не должны превосходить $400 \cdot 400$ мм.

При сильно вытянутой форме сечения (в продольно-строгальных, карусельных станках) стойки снабжают продольными перегородками. Введение продольных перегородок оказывает сравнительно небольшое влияние на жесткость и вызывается главным образом необходимостью увеличения местной жесткости стенок (например, в зоне приложения сил зажима поперечины) и требованиями литейной технологии.

Окна в стенках. Для монтажа электродвигателей, электроаппаратуры и отдельных механизмов станка, стойки приходится делать с окнами. Влияние окон на жесткость определяется их размерами и расположением. Максимальное влияние на жесткость изгиба оказывают окна, расположенные в стенках, перпендикулярных плоскости изгиба. При кручении окна в узких стенках значительно больше влияют на жесткость, чем окна в широких стенках. С увеличением размеров окна жесткость кручения резко падает. Ширина окон по возможности не должна превышать $0,7 B$, а длина (измеряемая вдоль оси стойки) – $(1,0 \dots 1,2) B$, где B – ширина соответствующей стенки стойки.

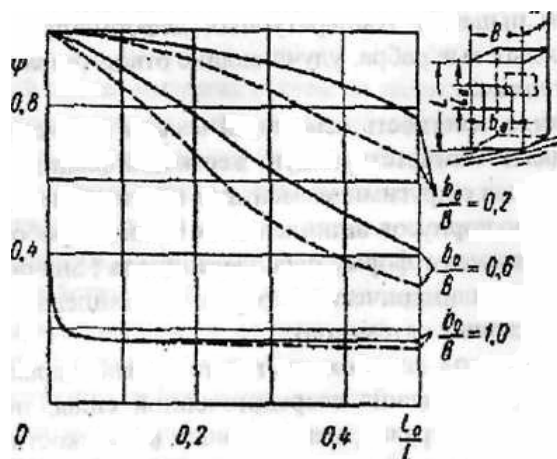


Рис. 9. Влияние размеров и количества окон на снижение жесткости стоек при кручении ($h/h = 1,0$; $L/b = 3$): φ и φ_0 – углы закручивания стойки соответственно без окон и с окнами; сплошные линии – одно окно; штриховые – два окна

Влияние размеров окон на жесткость кручения стоек показано на рис. 9. По возможности окна следует закрывать достаточно жесткими крышками, притягиваемыми болтами, или заменять нишами. Влияние на жесткость отбортовок у окон (при незатянутых болтами крышках) относительно невелико.

2.4. Конструкция плит, оснований, корпусов шпиндельных бабок и коробок передач

Плиты в стенках служат для повышения устойчивости и надежности установки станков с вертикальными станками, для установки неподвижных узлов ставка (если станок не имеет общей станины), для установки изделий в станках с неподвижным изделием.

Требования к жесткости плит определяются главным образом стремлением обеспечить возможность точного изготовления и установки. С точки зрения литейной технологии, высота плит, определяющая их жесткость, не должна быть меньше, чем $0,1L$ где L — длина плиты.

Ввиду относительно невысокой жесткости плит требуемая точность обработки устанавливаемых на плитах изделий обеспечивается в основном в результате совместной работы плит с фундаментом.

Основаниями обычно называют станины с кольцевыми направляющими. Они представляют собой цилиндрические тонкостенные отливки с фланцами для крепления станин или стоек и перегородками — кольцевыми и радиальными. В перегородках делают окна для облегчения формовки. При большом тепловыделении в направляющих, например, карусельных станков, существенными оказываются температурные деформации оснований. Для уменьшения температурных деформаций предусматривают специальные кольцевые ребра, улучшающие отвод тепла от направляющих к наружным стенкам.

Как правило, жесткость оснований весьма высока. Поэтому необходимо обеспечивать соответствующую жесткость фланцев, по которым основание соединяется с другими элементами несущей системы.

Большинство корпусов шпиндельных бабок, коробок скоростей, фартуков и подобных имеют форму параллелепипеда; значительно реже применяют корпуса цилиндрической формы (шпиндельные блоки многошпиндельных токарных автоматов).

Для деталей типа коробок жесткость можно характеризовать перемещением точки приложения сосредоточенной силы, перпендикулярной нагруженной грани. Нагрузки, действующие в плоскости стенок, вызывают деформации наружного контура значительно меньше, чем деформация стенок из своей плоскости, а моменты, действующие в плоскости, перпендикулярной стенкам, обычно сравнительно невелики.

Наибольшее влияние на жесткость коробки оказывает увеличение жесткости стенки непосредственно в месте приложения нагрузки. При этом жесткость может быть существенно увеличена за счет бобышек и специальных ребер, подкрепляющих бобышки.

Наличие отверстий в нагруженных стенках снижает жесткость коробок. Влияние отверстия примерно пропорционально площади, занимаемой отверстием, причем коэффициент пропорциональности зависит от расстояния от точки приложения силы до рассматриваемого отверстия. Влияние отверстий в

известной степени компенсируется влиянием бобышек достаточного диаметра и высоты, подкрепляющих отверстия. Однако увеличение диаметра и высоты бобышек целесообразно только до определенного предела. Увеличение диаметра бобышки D сверх $(1,4...1,6)d$ (d – диаметр отверстия) и высоты H бобышки сверх $(2,5...3)h$ (h – толщина стенки) существенного влияния на жесткость уже не оказывает.

Влияние ребер на местную жесткость стенок относительно невелико и при реальных соотношениях размеров не превышает $(20...30)\%$. Увеличение высоты ребер так же, как и бобышек, рационально до определенного предела, в частности, при увеличении высоты ребер H_r сверх $(3...4)h$ влияние ребер на жесткость меняется незначительно.

Крышки коробок, как правило, выполняют привинчивающимися. В легких и средних станках горизонтальные крышки коробок, которые часто приходится открывать для регулировки механизмов, делают откидными на петлях. Жесткость таких коробок существенно меньше, чем с привинчивающимися крышками (в среднем примерно в 1,5 раза).

3. РАСЧЕТ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ НА ЖЕСТКОСТЬ

Технический расчет несущих систем на жесткость сводится к расчету рам с упругим соединением элементов. Нагрузка, действующая на эти элементы через опорные поверхности (в частности через направляющие или фланцы), представляется в виде составляющих, действующих в плоскости стенок, образующих основной контур сечения элементов, и в перпендикулярной к ним плоскости. Деформации элементов с жестким контуром сечения от нагрузки, действующей в плоскости стенок, относятся к так называемым общим деформациям, а от нагрузки, действующей в плоскости перпендикулярной стенкам, к местной.

При рассмотрении деформаций деталей типа станин, стоек, поперечин, рукавов, хоботов и подобных учитываются общие деформации изгиба, сдвига и кручения как для сплошных брусьев или, в случае необходимости, деформации, связанные с искажением контура сечения, а также местные деформации направляющих или фланцев.

Для деталей типа плоских столов, плит, суппортов и других рассматриваются главным образом деформации от нагрузки, перпендикулярной их плоскости как для однородных пластин.

Для деталей типа коробок рассматриваются деформации стенок коробки в плоскости меньшей жесткости.

При определении деформаций деталей, перемещаемых по направляющим – суппортов, столов, ползунов и подобных – эти детали рассматриваются как балки на упругом основании, которым являются поверхностные слои направляющих. При этом принимается простейшее допущение о линейной зависимости между давлениями и сжатиями поверхностных слоев. Коэффициенты пропорциональности между давлениями и перемещениями в

стыке, называемые коэффициентами контактной податливости, определяются путем обработки экспериментальных данных.

Влияние конструктивного оформления элементов (окон, ребер, переменности сечений по длине и т. п.) учитывается введением некоторых приведенных параметров – приведенной толщины стенок, приведенной жесткости и т. п.

Приведенную часть элементов определяют по следующей схеме:

1. Сложную пространственную систему заменяют ей подобной упрощенной, состоящей из элементов правильных геометрических форм, имеющих те же характеристики сечений, что и реальные элементы.

2. Упрощенную пространственную тонкостенную систему рассчитывают при некоторых частных видах нагрузки, близких к реальным.

3. Точность разработанных расчетов для упрощенных тонкостенных систем проверяют сравнением результатов расчетов и экспериментов на моделях правильных геометрических форм, соответствующих рассмотренной упрощенной системе.

При анализе жесткости несущей системы с позиции точности обработки и при составлении детального баланса упругих перемещений расчетным путем вычисленные величины собственных деформаций элементов и деформаций в их соединениях пересчитывают к точке приложения силы (так же, как при сопоставлении экспериментального баланса упругих перемещений).

Анализируя влияние отдельных параметров на приведенную к инструменту податливость несущей системы станка при разных компоновках, можно установить оптимальные с точки зрения жесткости и веса формы и соотношения размеров элементов и выбрать оптимальную компоновку.

3.1. Определение деформаций горизонтальных станин

Определение приведенной жесткости станин. При технических расчетах общие деформации станин определяются как для балок постоянного поперечного сечения, имеющих некоторую приведенную жесткость. Известно, что прогиб в середине пролета двухопорной балки длиной L от действия силы P равен:

$$F = PL^3/3(EJ)_{\text{пр.}}$$

Угол закручивания балки от действия крутящего момента M_k равен:

$$\Theta = M_k L / (GJ_p)_{\text{пр.}}$$

Здесь $(EJ)_{\text{пр}}$ – приведенная жесткость балки на изгиб,
 $(GJ_p)_{\text{пр}}$ – приведенная крутильная жесткость.

При рассмотрении деформаций станин как тонкостенных конструкций реальные конструктивные формы элементов несколько упрощаются – жесткости стенок принимают одинаковыми, так же принимают одинаковыми

жесткости перегородок и расстояния между перегородками. Если станина на каких-то участках соединяется с элементами, существенно увеличивающими ее жесткость, то жесткость этих участков полагается бесконечно большой (например, бесконечно большой полагается жесткость участков над ножками в станинах бесконсольных станков и т. п.).

В общем случае станины испытывают изгиб в двух плоскостях (вертикальной и горизонтальной) и кручение.

Жесткость станины на изгиб в вертикальной плоскости (EJ)

определяется моментом инерции сечения относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести сечений, Вертикальные перегородки как перпендикулярные стенкам, так и диагональные, практически жесткость на изгиб в вертикальной плоскости не увеличивают. Для коротких станин жесткость на изгиб в вертикальной плоскости, определенная по моменту инерции сечения, умножается на коэффициент $S \approx 1/(1 + 30J_{cm.y} / L^2 F'_{cm})$, учитывающий влияние сдвигающих напряжений. Здесь $J_{cm.y}$ – момент инерции на изгиб в плоскости большей жесткости сечения боковой стенки, см⁴; F'_{cm} – приведенная площадь сечения боковой стенки, т. е. площадь поперечного сечения вертикальных участков поперечного сечения стенки, см; L – длина деформируемой части станины (без учета длины участков повышенной жесткости, например, расположенной над ножками) в сантиметрах.

Жесткость станин на изгиб в горизонтальной плоскости ($EJ_{изг}$).

Для станин с разомкнутым контуром сечения из вертикальных и горизонтальных или наклонной стенок и для станин с замкнутым контуром поперечного сечения жесткость на изгиб в горизонтальной плоскости определяется моментом инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести сечений.

Для станин из двух стенок с перегородками приведенная жесткость на изгиб в горизонтальной плоскости определяется из условия равенства максимальных перемещений станины и балки постоянного поперечного сечения той же длины при установке их на двух опорах и нагружении сосредоточенной силой в середине расстояния между опорами.

Для определения деформаций станин последние рассматривают как плоские рамы (станины с перпендикулярными перегородками) или фермы (станины с диагональными перегородками); действующие силы полагаются приложенными к станине в местах соединения стенок и перегородок. При этом жесткость станин определяют по следующим формулам:

– для станин в виде двух стенок с перпендикулярными перегородками

$$EJ_{изг} = S_1 EJ_{cm.z};$$

– для станин в виде двух стенок с диагональными перегородками

$$EJ_{изг} = S_2 L^2 F_{cm},$$

Здесь $J_{см.з}$, $F_{см}$ – площадь поперечного сечения (см²) и момент инерции на изгиб в плоскости меньшей жесткости (см⁴) боковой стенки станины; E – модуль упругости материала станины, кг/см⁴.

Значения коэффициентов S_1 и S_2 приведены в табл. 1. Жесткость станин из трех вертикальных стенок с перегородками можно определять по этим формулам, учитывая влияние средней стенки с коэффициентом 1,1... 1,2 (большие значения при относительно более высокой жесткости перегородок). Формулы выведены для случая, когда жесткость концевых участков (например, расположенных над ножками) значительно выше жесткости промежуточных перегородок, однако в первом приближении ими можно пользоваться и для расчета станин с одним жестким участком (например, расположенным в зоне крепления стоек одностоечных и порталных станков).

Жесткость станин на кручение $GJ_{кр}$. Для станин с замкнутым контуром сечения жесткость на кручение определяется как для полых труб при свободном кручении по формуле

$$GJ_{кр} = G4F^2 \delta / \Pi,$$

где F – площадь сечения, описанного осевыми линиями стенок наружного контура, см²; Π – периметр наружного (замкнутого) контура, см; δ – толщина боковых стенок станины, см; G – модуль упругости материала станины, кг/см².

Для станин с отводом стружки по наклонной стенке через окна в задней стенке для случая, когда нижняя стенка выполнена с небольшими окнами, в первом приближении:

$$GJ_{кр} = G(J_{1к} + J_{2к}) + 12E[C^2 J_{1з} J_{2з} / L^2 (J_{1з} + J_{2з}) + b^2 J_{1у} J_{2у} / (J_{1у} + J_{2у}) L^2],$$

где $J_{1к}$, $J_{1з}$, $J_{1у}$ – угловое сопротивление закручиванию и моменты инерции на изгиб в горизонтальной и вертикальной плоскостях основного контура части сечения с передней направляющей (относительно осей, проходящих через центр жесткости рассматриваемой части сечения), см⁴; $J_{2к}$, $J_{2з}$, $J_{2у}$ – то же для части сечения с задней направляющей; C , b – расстояния между центрами жесткости сечений обеих частей станины в вертикальной и горизонтальной плоскостях, см. В том случае, когда нижняя стенка отсутствует или выполнена с большими окнами, жесткость на кручение определяется по формулам, выведенным для станин из двух стенок с перпендикулярными перегородками.

Для станин из двух вертикальных стенок с перегородками приведенная жесткость станины на кручение определяется из условия равенства суммарного угла закручивания станины и бруса постоянного поперечного сечения той же длины при нагружении их двумя равными по величине и противоположными по знаку крутящими моментами по торцам. При определении углов закручивания станин принимается, что кручение происходит относительно оси, проходящей через центры тяжести поперечных сечений, и что переменностью нормальных и касательных напряжений по толщине стенок, а в станинах с диагональными перегородками и по толщине перегородок можно пренебречь. Станина рассчитывается как статически неопределимая система. За

основную систему принимается станина, разрезанная на отдельные отсеки (в станинах с перпендикулярными перегородками — по осям перегородок). В местах разреза полагаются действующими неизвестные силовые факторы, устраняющие разницу в деформациях основной системы и станины и определяемые из уравнений деформаций. При этом жесткость станины на кручение определяется по следующим формулам.

Для станины с перпендикулярными перегородками:

$$GJ_{кр} = B^2 EJ_{cm,y} / (a_1 k L^2 + a_2 (EJ_{cm,y} / GF_{cm}'));$$

из двух параллельных стенок: $a_1 = 1/6$, $a_2 = 2$;

из двух параллельных и горизонтальных стенок:

$$a_1 = \varepsilon + 6/12(2\varepsilon + 3), a_2 = 3(3\varepsilon^3 + 16\varepsilon^2 + 42\varepsilon + 36)/5(2\varepsilon + 3)^2;$$

из двух параллельных и наклонных стенок:

$$a_1 = \varepsilon_1 + 2/12(2\varepsilon_1 + 1), a_2 = 3(5\varepsilon_1^3 + 16\varepsilon_1^2 + 14\varepsilon_1 + 4)/5(2\varepsilon_1 + 3)^2.$$

Коэффициенты:

$$\beta = (n+1)BEJ_{cm,y}/LGJ_{n,k};$$

$$E = B/h_{cm}.$$

Здесь B — ширина деформируемой части станины, см; h_{cm} — расчетная высота стенки станины (без направляющих), см; $J_{n,k}$ — угловое сопротивление закручиванию сечения перегородки, см.⁴.

Величины моментов инерции, а также площади сечения элементов и все линейные размеры определяются по чертежам.

Угловое сопротивление закручиванию перегородок Т – образного сечения:

$$J_{n,k} = 1/3 \delta_n^3 (b_n + h_n).$$

Для перегородок П – образного сечения $J_{n,k}$ находится по формуле:

$$J_{n,k} = \sqrt{\frac{0,21 \delta_n^3 h_n^3}{\frac{\beta^2 (2\varepsilon_n + 6)}{12 b_n^2 (2\varepsilon_n + 3)} + \frac{3\varepsilon_n^3 + 16\varepsilon_n^2 + 42\varepsilon_n + 36}{8\varepsilon_n^2 (2\varepsilon_n + 3)^2}}},$$

где $\varepsilon_n = b_n / h_n$.

Здесь b_n, h_n — ширина и высота перегородки соответственно, см; δ_n — толщина элементов перегородки, см.

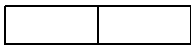
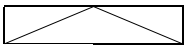
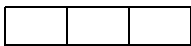
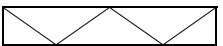
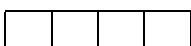
Станины с перпендикулярными (П-образными) перегородками			Станины с диагональными перегородками ¹		
Схема станины	n	S ₁	Схема станины	n	S ₁
	1	$\frac{8}{\eta_1}$		2	$\frac{\sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha}{12[\xi + \sin^3 \alpha]}$
	2	$\frac{4(\eta_2 + 4\eta_1)}{\eta_1\eta_2}$		4	$\frac{\sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha}{12[\xi + 3\sin^3 \alpha]}$

Таблица 1

	3	$\frac{32}{\eta_2}$		6	$\frac{\sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha}{12[\xi + 6,3\sin^3 \alpha]}$
Обозначения: $\eta_1 = 1 + \frac{36\psi}{\nu^2}$; $\eta_2 = \frac{3+4\xi}{3+\xi} + \frac{36\psi}{\nu^2} [1 + \frac{9\nu\xi}{(3+\xi)^2}]$; $\zeta = \frac{F_{CT}}{F_n}$; $\nu = \frac{L}{B(n+1)}$; $\psi = \frac{I_{CT-Z}}{F_{CT}^{B^2}}$; $\xi = \frac{1}{\nu} [\frac{I_{CT-Z}}{I_{n-z}} + 36\psi\zeta]$. F_n, I_{n-z} - площадь поперечного сечения в см² и момент инерции на изгиб в плоскости меньшей жесткости в см⁴ перегородки; α - половина угла между диагональными перегородками. Остальные обозначения прежние. ¹ Если число перегородок n отличается от приведенного в таблице, то для этого случая коэффициент δ_2 определяется как среднее из значений δ для соседних большего и меньшего числа перегородок					

Для станин со стенками П-образного сечения жесткость на кручение определяется как сумма жесткости станины, вычисленной по формулам, приведенным выше, и собственной жесткости кручения стенок. Угловое сопротивление закручиванию стенок $J_{cm.k}$ определяется по формуле, аналогичной формуле для определения $J_{n.k}$ перегородок П-образного сечения.

Формулы выведены для станин из двух стенок с перегородками, однако в первом приближении они могут быть использованы и для расчета станин из

трех стенок. Влияние средней стенки относительно невелики и может не учитываться.

Жесткость на кручение станин с одним жестким участком (типа станин расточных, долбежных и других станков) можно определять по этим же формулам (выведенным для станин с двумя жесткими участками по концам). При этом для станин с перпендикулярными перегородками в формулу для определения жесткости следует подставлять расчетную длину $L_p = 2L$, где L – длина деформируемой части станины (расстояние от жесткого участка до края станины).

Определение местных деформаций (отгибов) направляющих. Влияние местных деформаций на общую величину относительного перемещения инструмента и заготовки обуславливается перемещением узлов, несущих инструмент и заготовку, в результате:

1) непосредственного смещения узлов вместе с направляющими относительно основной части станины;

2) увеличения контактных деформаций вследствие искривления направляющих под рассматриваемым углом и изменения условий контакта.

Влияние местных деформаций на исправление направляющих, перераспределение давлений и увеличение контактных деформаций при расчетах обычно не учитывается, т. к. коэффициенты контактной податливости, принятые при технических расчетах станков на жесткость, определяются на основе испытаний станков в условиях, когда помимо контактных деформаций имеет место также и искривление направляющих.

При определении местных деформаций направляющие рассматриваются как балки на упругом основании, которым служат переходные стенки и основной контур станины, причем принимается, что деформации упругого основания (стенок) в любом сечении пропорциональны нагрузке только в этом течении.

Перемещения направляющих относительно основной части станины характеризуются перемещениями сечений полки – смещением (в плоскости большей жесткости полки) и углом поворота (рис. 10). Максимальные перемещения направляющих (при расположении узла, передающего нагрузку на направляющие, примерно по середине их длины) приближенно могут быть определены из рассмотрения деформаций Т-образного жестко заделанного у основания бруса с сечением, ширина которого равна длине узла, передающего нагрузку на направляющие.

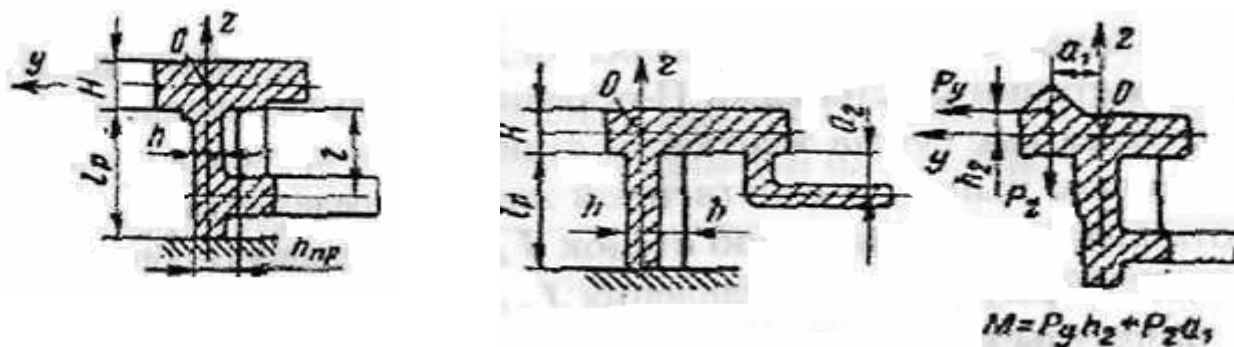


Рис.10. Расчетные схемы для приближенного определения местных деформаций направляющих

За расчетную длину стенки под направляющей принимается не истинная длина переходных стенок, а приведенная, определяемая на основании результатов и расчетов по уточненным формулам.

При этом перемещение сечений в плоскости полки:

$$\delta_y = P_y l_p^3 / 3 E J_p [1 + 0,75 H / l_p (1 + H / l_p)] + M l_p^2 / 2 E J_p (1 + H / l_p).$$

Угол поворота сечений полки:

$$\Phi = P_y l_p^2 / 2 E J_p (1 + H / l_p) + M l_p / 2 E J_p.$$

Здесь P_y – сила, действующая на направляющие в плоскости полки, кг; M – момент действующий на направляющую, относительно оси, проходящей через точку O пересечения осей сечения основной переходной стенки и полки (см. рис. 10); L_p – расчетная длина стенки под направляющей. Для направляющих с одной переходной стенкой $L_p = (1,3 \dots 1,6) l$; с двумя переходными стенками $L_p = (1,3 \dots 1,8) a_2$. Большие значения принимали при относительно нежестком основном контуре и жестких направляющих; например, для расчета направляющих станин токарных станков большие значения следует принимать при относительно большей толщине переходных стенок (примерно равной H полки), для расчета станин с замкнутым контуром большие значения следует принимать в случае, если отношение габаритных размеров сечения больше 1 (порядка 2...4), и при переходных стенках, подкрепленных высокими ребрами.

J_p – расчетной момент инерции стенки под направляющей. Для направляющих с одной переходной стенкой $J_p = L_c h^3/12$; с двумя переходными стенками $J_p = L_c h^3/6$ (L_c – длина узла передающего нагрузку на направляющие, h – толщина переходной стенки).

При наличии поперечных ребер, подкрепляющих переходную стенку, в расчет вместо толщины подставляется приведенная толщина, определенная из условия равенства моментов инерции сечения стенки с ребрами и стенки постоянной приведенной толщины. При двух переходных стенках, соединенных сплошными ребрами, расчетную высоту их можно принимать равной высоте ребер на стенках основного контура.

3.2. Определение деформаций стоек

Специфика расчета жесткости стоек определяется существенным влиянием на деформации касательных напряжений (при небольшой деформируемой длине стоек) и возможностью искажения контура поперечного сечения.

При сравнительно небольшой длине стоек или при наличии поперечных перегородок или ребер, т. е. при жестком контуре поперечного сечения, общие деформации стоек определяют как для брусьев сплошного поперечного сечения некоторой постоянной приведенной **жесткости**. Так определяют деформации стоек сверлильных, консольных и бесконсольно – фрезерных, агрегатных и подобных станков.

При сравнительно большой длине стоек или при отсутствии поперечных перегородок или ребер контур сечения стоек искажается. При искажении контура поперечного сечения перемещения стенок, которые при этом имеют место, не могут быть выражены через элементарные перемещения кручения и изгиба однородных брусьев и вычисляются непосредственно. Так рассчитывают, например, стойки универсально-расточных станков.

Местные деформации направляющих определяют так же, как для горизонтальных станин.

Определение общей жесткости стоек. В общем случае стойки испытывают деформации изгиба и сдвига в двух плоскостях кручения.

Жесткость стоек на изгиб определяют по моменту инерции расчетного сечения, т. е. сечения, наиболее точно отражающего конструктивные особенности стойки. При изменении сечений по высоте стойки за расчетное выбирают сечение, удаленное от наибольшего на расстояние, примерно равное $1/3$ длины участка переменной жесткости. Влияние поперечных ребер и перегородок на жесткость изгиба невелико и может не учитываться. При наличии надежно притянутых крышек, закрывающих окна, влияние окон можно не учитывать.

Жесткость стоек на сдвиг определяют по площади расчетного сечения. Величину перемещения точки приложения силы можно определить следующим образом:

$$f = Pl^3 / 3EJ + \sum Pl / GF$$

При этом коэффициент распределения сдвига:

$$\aleph = 3(t+1)(2t^3 + 10t^2 + 15t + 5) / 5t^2(t+3)^3$$

Здесь $t = h/b$ — отношение габаритных размеров сечения (h — размер в плоскости, параллельной плоскости действия силы).

Коэффициент распределения сдвига $\aleph$ можно определить также в зависимости от значения t :

t	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0;
$\aleph$	4,5	3,2	2,4	1,9	1,6.

Жесткость стоек на кручение определяют по формуле:

$$GJ_{кр} = G4F^2 / \sum(l_i / \delta_i),$$

где F — площадь сечения, описанную осевыми линиями замкнутого контура расчетного сечения, см²; l_i — длина участка замкнутого контура расчетного сечения (см), имеющих постоянную толщину δ_i , см (при постоянной толщине стенок контура $\sum(l_i / \delta_i) = \Pi / \delta$, где Π — периметр сечения, см).

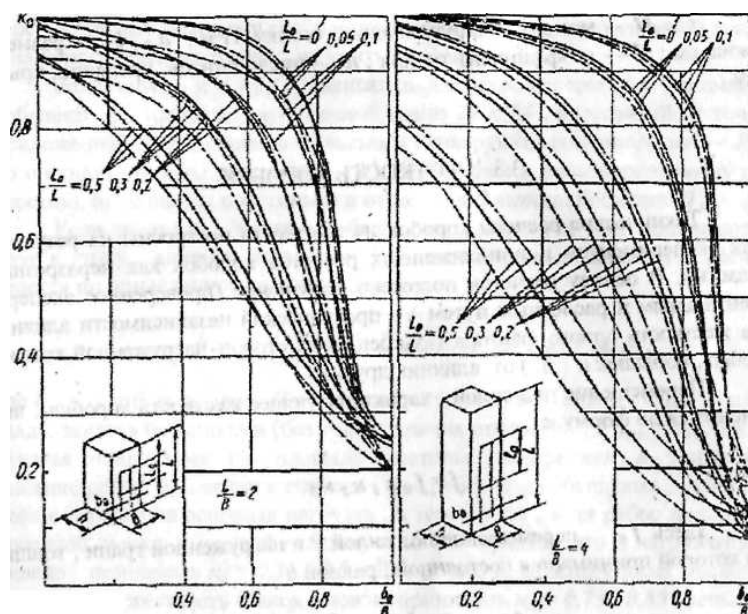


Рис. 11. Коэффициент k_0 понижения жесткости стоек на кручение при разных соотношениях диаметров окон и стоек (штриховые линии при $h/b = 0,5$; сплошные — при $h/b = 1$; штрихпунктирные — при $h/b = 2$)

Влияние на жесткость элементов, расположенных вне основного потока касательных напряжений, например, продольных ребер, направляющих, соединяющихся с основным контуром сочетая одной переходной стенкой, и т. п., определяемое собственной жесткостью этих элементов при свободном

кручении невелико и его можно учитывать. Влияние окон на жесткость кручения стоек учитывается умножением расчетной жесткости на коэффициент понижения жесткости k_0 , определяемый по кривым рис. 11. При наличии нескольких окон коэффициент следует определять в зависимости от размеров окна, оказывающего наибольшее влияние на жесткость, т. е. обычно наибольшего. При этом надо иметь в виду, что при равных размерах окна в широких стенках оказывают существенно меньшее влияние, чем в узких, и что из размеров окна наибольшее влияние на жесткость оказывает его ширина. Влияние окон, имеющих размеры, существенно меньшие, чем основное, но которому и определяется коэффициент k_0 , в первом приближении можно не учитывать.

При наличии двух примерно равных окон в противоположных станках коэффициент понижения жесткости определяется как произведение коэффициентов k_0 и k'_0 . Коэффициент $k'_0 = 0,7 \dots 0,95$ учитывает дополнительное понижение жесткости за счет второго окна. Большие значения коэффициента следует принимать при расположении окон в широких станках (ширина окон $b_0 = 0,5B$) и значительной длине ($l_0/L = 0,3 \dots 0,5$).

При наличии крышек, закрывающих окна и притягиваемых винтами, влияние окна будет компенсировано, если сила затяжки одного винта

$$Q \geq M(b_0 + l_0)Ffn,$$

где M – момент, закручивающий стойку, Н·м; b_0, l_0 – размеры окна, см; f – коэффициент трения; n – число винтов, крепящих крышку.

3.3. Жесткость коробок

Технические расчеты коробок на жесткость построены на результатах экспериментов и приближенных расчетов коробок как неразрезных пластин. В основу расчетов положено допущение (проверенное экспериментальным и расчетным путем) о практической независимости влияния на жесткость одного фактора (закрепления сторон нагруженной грани, ребер, бобышек и т.п.) от влияния других.

Перемещение под силой, характеризующее жесткость коробки, вычисляется по формуле:

$$f = f_0 \kappa_1 \kappa_2 \kappa_3$$

Здесь f_0 – перемещение под силой P в нагруженной грани, толщина которой принимается постоянной, равной h .

$$f_0 = \kappa_0 P a^2 (1 - \mu^2) / E h^3,$$

где a – половина большего размера нагруженной грани; E , μ – упругие постоянные материала коробки (модуль упругости и коэффициент Пуассона); κ_0 – коэффициент, зависящий от координат точки приложения силы и характера опорных закреплений нагруженной грани.

Для коробок жесткость опорных закреплений зависит от соотношения размеров коробки — размеров нагруженной грани $2a$ (большой размер) и $2b$, и третьего размера $2c$ (при наличии в коробке внутренних жестких перегородок можно рассматривать только часть коробки, ограниченную ближайшей к нагруженной грани перегородкой). При расчете коробок коэффициенты κ_0 , κ_1 можно определять по таблицам [2].

Коэффициент κ_2 , учитывающий влияние на прогиб нагруженных отверстий и бобышек, определяется по формуле:

$$\kappa_2 = 1 + \sum (\Delta f_i / f),$$

где Δf_i – приращение прогиба в результате влияния каждого (i -го) из ненагруженных отверстий, расположенных на нагруженной грани. Отверстия, расположенные у свободного не опертого края нагруженной грани и на ненагруженных гранях, не учитываются.

Величины κ_1 и $\Delta f / f$ зависят от диаметра отверстия d ; диаметра бобышки D ; площади нагруженной грани $2a \times 2b$; расстояний от точки приложения силы до рассматриваемого ненагруженного отверстия — R до опорной стороны пластины — a' , ближайшей к рассматриваемому отверстию; от толщины пластины h и от активной высоты бобышек H_a .

Если площадь, занятая бобышками, велика и они подливаются друг к другу, влияние отдельных бобышек не рассматривается, и расчет ведется по приведенной толщине стенки:

$$h_{np} = \sqrt[3]{\frac{h^3 (F - F_{боб}) + H^3 (F_{боб} - F_{отв})}{F}},$$

где h – толщина стенки; H – толщина стенки с бобышкой; $F_{боб}$ – площадь, занятая бобышками (без учета наличия отверстий); $F_{отв}$ – площадь, занятая отверстиями; F – площадь пластины. Коэффициент κ_3 учитывает влияние ребер, прилитых к стенкам. Для ребер под бобышками, через которые передается основная нагрузка, в том случае, если ребро подлито к соседней стенке, имеющей толщину того же порядка, что и нагруженная, можно принимать $\kappa_3 = 0,8 \dots 0,9$. Для ребер, предназначенных увеличивать общую жесткость стенок, можно принимать $\kappa_3 = 0,75 \dots 0,85$ (меньшие значения – для системы пересекающихся ребер, большие – для не связанных между собой ребер).

3.4. Жесткость ползунов и хоботов

Упругие перемещения в результате деформаций ползунов (хоботов) определяются собственной их жесткостью на изгиб и кручение, вычисляемой как

для балок постоянного поперечного сечения и контактными деформациями в направляющих.

При расчете деформаций ползунов определяют перемещение и угол наклона упругой линии в плоскостях ХУ и ХZ (рис. 11) и угол φ закручивания у вершины резца. Величины δ, θ, φ определяют по формулам:

$$\delta = \delta_0 + \theta_0 l + Pl^3 / 3EJ + Ml^2 / 2EJ + \varphi_0 a + M_{кр} la / GJ_{кр};$$

$$\theta = \theta_0 + Pl^2 / 2EJ + Ml / EJ; \quad \varphi = \varphi_0 + M_{кр} l / GJ_{кр}.$$

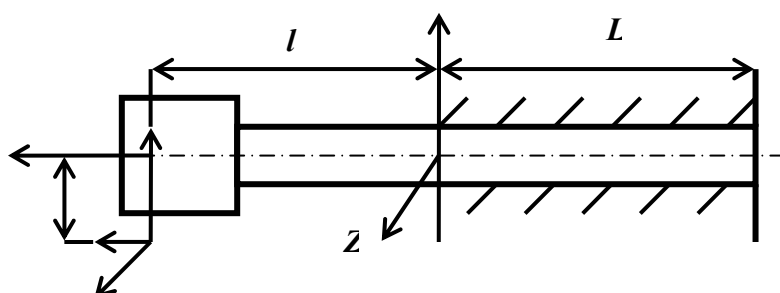


Рис. 11. Расчетная схема ползуна

Здесь E, G – модули упругости материала ползуна, кг/см²; J – момент инерции площади поперечного сечения ползуна относительно рассматриваемой главной оси инерции сечения, см⁴; $J_{кр}$ – угловое сопротивление закручиванию ползуна, см; l – вылет ползуна (расстояние от вершины резца до направляющих), см; a – расстояние от вершины резца до оси ползуна, см; при рассмотрении перемещений в плоскости ХУ $a = a_z$; в плоскости ХZ $a = a_y$; $P, M, M_{кр}$ (расчетные нагрузки) – сосредоточенная сила (кг) и изгибающий момент (кг/см); $\delta_0, \theta_0, \varphi_0$ – прогиб и угол наклона, соответствующие каждой из рассматриваемых плоскостей (ХZ или ХУ), и угол закручивания ползуна у кромки направляющих, определяемые, как для балок на упругом основании. Величины $\delta_0, \theta_0, \varphi_0$ определяют по формулам:

$$\begin{aligned} \delta_0 &= 2\beta k / B(PU + M_0 \beta V) K_y; \\ \theta_0 &= 2\beta^2 k / B(PV + 2M_0 \beta W) K_6; \\ \varphi_0 &= M_{кр} / [GJ_{кр} \beta_{кр} th(\beta_{кр} L)]. \end{aligned}$$

Здесь M_0 – изгибающий момент, действующий на ползун у кромки направляющих (для схемы, приведенной на рис. 11, при определении пе-

ремещений в плоскости XY $M_{oy} = P_y l + P_x a_y$; в плоскости XZ $M_{oz} = P_z l$) в Н·м; L – длина направляющих, см; $B = \sum b_i \cos^2 \alpha_i$ – приведенная ширина несущих граней направляющих, см (b_i – ширина i -й грани направляющих; α_i , угол наклона i -й грани к нейтральной оси; суммирование распространяется на грани, принимающие участие в работе при рассматриваемом нагружении); k – коэффициент контактной податливости, мм³/Н, принимаемый для направляющих ползунов равным $1 \cdot 10^{-4}$ мм⁴/Н.

$$\beta = \sqrt[4]{B/4EJk}, 1/\text{см}; \quad \beta_k = \sqrt{\frac{\sum b_i (r_i^2 + b_i^2/12)}{kGJ_{кр}}}, 1/\text{см},$$

где r_i – расстояние от центра тяжести поперечного сечения до нормали, проходящей через середину i -й грани, см. Суммирование в выражении для β_k распространяется на грани, принимающие участие в работе, т. е. обычно на грани, воспринимающие изгибающие нагрузки. При разной ширине несущих и поддерживающих граней величину β_k следует определять, полагая, что в работе принимают участие те грани, которые воспринимают изгибающие нагрузки в передней части направляющих, т. е. при $M_0\beta/P \leq 1$ несущие, $M_0\beta/P > 1$ – поддерживающие; U, V, W – коэффициенты, зависящие от показателя $\lambda = \beta L/2$, приближенно принимаемые при $\lambda \approx 0,8$ равным 1,3; при $\lambda \approx 1$ равными 1,1 и при $\lambda > 1/2$ равными 1. Для большинства ползунов $\lambda \geq 1,6$ и $U = V = W = 1$; $\beta_k L > 2,5$ и $th(\beta_k L) = 1$.

K_y, K_θ – коэффициенты, учитывающие влияние на деформации ползунов неодинаковой ширины несущих и поддерживающих граней. При одинаковой их ширине $K_y = K_\theta = 1$; при $m = B_{\text{под}}/B > 1$ K_y, K_θ меньше единицы, при $m = B_{\text{под}}/B < 1$ – больше единицы ($B_{\text{под}}$ – приведенная ширина поддерживающих граней); $K_\theta \approx 0,9 \dots 1,3$ – меньше значения при $M_0\beta/P > 1$ $m > 2$; больше – при $M_0\beta/P < 1$ $m < 0,4$.

На практике для ползунов поперечно-строгальных станков, у которых сила резания прижимает ползун к наклонным граням направляющих с профилем «ласточкин хвост» (или планкам прямоугольных направляющих), значения m обычно составляют 2,25...2,75; для ползунов остальных станков (долбежных, продольно-строгальных, карусельных станков при работе суппорта на прижим и т.п.) $m = 0,25 \dots 0,35$.

Хоботы рассчитывают так же, как и ползуны. Нагрузки на хоботы консольно-фрезерных станков определяют из рассмотрения упругой системы «оправка-серьга-хобот», причем оправку можно рассматривая, как жестко заделанную в шпинделе и опертую в месте соединения серьгой.

Коэффициент контактной податливости при расчете затянутых стыков хобота следует принимать равным $(0,6 \dots 0,7) \cdot 10^{-4}$ мм³/Н.

4. РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ МЕТАЛЛОРЕЗУЩИХ СТАНКОВ НА ЭВМ

Предлагаемая программа расчета динамических характеристик несущих систем станка дает возможность получать динамические характеристики станка (АФЧХ, АЧХ и формы колебаний несущей системы станка) на стадии проектирования и использовать их в дальнейшем в качестве основы для последующего расчета виброустойчивости и сравнительного анализа различных вариантов конструктивного решения станков.

4.1. Выбор расчетной схемы

Для проведения расчетов необходимо составить расчетную схему. При этом в качестве примера можно использовать общую расчетную схему вертикально-фрезерных станков (рис. 12). Здесь:

- (1-9) - стержень, заменяющий шпиндель;
- (9-13), (13-3), (13-14) – стержни, заменяющие бабку;
- (4-5), (5-7) - стержни, заменяющие стойку;
- (6-7), (7-8), (8-11), (11-12) – стержни, заменяющие станину';
- 2 – сосредоточенная масса, заменяющая стол;
- 9 – сосредоточенная масса, заменяющая внутренние детали бабки;
- 10 – сосредоточенная масса, заменяющая салазки;
- 14 – сосредоточенная масса, заменяющая двигатель главного привода;
- 15 – сосредоточенная масса, заменяющая магазин с инструментом;
- (3-5) – стык «бабка-стойка»;
- (2-10) – стык «стол-салазки»;
- (10-11) – стык «салазки-станина»;
- (13-15) – стык «бабка-магазин»;
- (6-0), (8-0), (12-0) – опоры.

Нумерация узлов на расчетной схеме является, как правило, произвольной, исключения составляют 1-я и 2-я точки. Эти номера присваиваются узлам, представляющим на расчетной схеме конец шпинделя и закрепленную на столе деталь.

В случае необходимости расчетная схема может быть видоизменена и дополнена соответственно конструкции станка и потребности решаемой задачи.

Ограничения на исходные данные задачи:

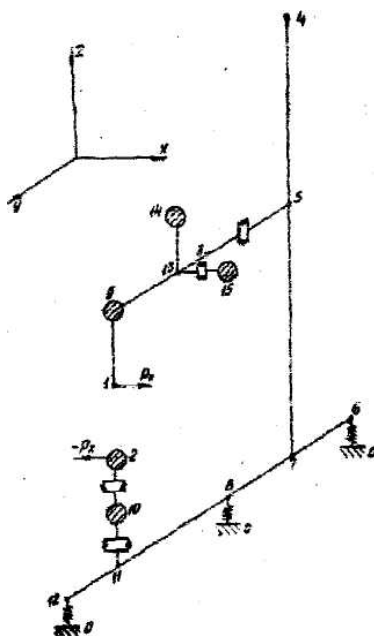
- количество стержней – 35;
- количество стыков – 25;
- количество сосредоточенных масс – 12;
- количество опор – 20;
- количество печатаемых узлов – 30;

количество нагрузок – 18;
количество узлов – 45;
количество элементов конструкции, включаемых в баланс приведенных к инструменту деформаций – 30.

4.2. Заполнение бланков исходных данных

В соответствии с составленной расчетной схемой, необходимо заполнить следующие бланки исходных данных (см. приложение):

- "А. Общие сведения";
- "Б. Исходные данные по нагрузкам";
- "В. Исходные данные по массам";
- "Г. Исходные данные по стержням";
- "Д. Исходные данные по стыкам";
- "Е. Исходные данные по опорам";
- "Ж. Печатать узлы" (здесь же диапазон рассчитываемых частот и шаг расчета характеристик);
- "И. Элементы конструкции".



4.2.1. Массовые статические моменты инерции (S_k^x , S_k^y , S_k^z) принимаем равными нулю, так как для данной расчетной системы считаем, что действующие на стержень силы приложены в центре его тяжести.

Моменты инерции массы (J_k^x, J_k^y, J_k^z) в общем случае можно определить по формуле $J = m \cdot r^2$. Поскольку оси координат всех стержней данной расчетной схемы (см. рис. 12) являются главными осями инерции, то центробежные моменты инерции ($J_k^{xy}, J_k^{xz}, J_k^{yz}$) равны 0.

4.2.2. Признак расположения местной системы координат (N_k) определяется по координатой схеме, приведенной в левом верхнем углу расчетной схемы системы с учетом направления, образованного цепочкой ($N_{н.см.} - N_{к.см.}$) на расчетной схеме системы.

Пример заполнения (см. Приложение).

Таблица Г, стержень 1-2 расположен на оси Z, а направление, образованное цепочкой (1-2), указывает на местную систему координат 3, значит признак расположения местной системы координат стержня 1-2 будет 3.

Длина стержня l берется с чертежа базовых деталей и равна длине базовой детали. Вес единицы длины q .

Площадь поперечного сечения стержней F и моменты инерции J^y, J^z, J^x определяются по программе "Расчет геометрических характеристик сечений" или по формулам:

$$F = \sum_{i=1}^n a_i b_i; \quad J^y = \sum_{i=1}^n \frac{a_i b_i^3}{12} + \sum_{i=1}^n a_i b_i z_{ii}^2; \quad J^z = \sum_{i=1}^n \frac{a_i^3 b_i}{12} + \sum_{i=1}^n a_i b_i y_{ii}^2.$$

Моменты инерции массы стержня единичной длины J^{mx}, J^{my}, J^{mz} определяются по формулам:

$$J^{mx} = \frac{J_p \cdot q}{g}; \quad J^{my} = \frac{J^y \cdot q}{g}; \quad J^{mz} = \frac{J^z \cdot q}{g}.$$

Значения коэффициентов относительного рассеивания энергии в материале, линейного и углового γ, γ^m , следует принимать: для стали $\gamma = \gamma^m = 0,01$; для чугуна $\gamma = \gamma^m = 0,03$.

Коэффициенты распределения сдвига K_y, K_z , характеризующие закон распределения касательных напряжений в поперечном сечении, определяются по рис. 13.

4.2.3. Признак расположения местной системы координат стыка N_k определяется аналогичным образом, что и при расчете исходных данных по стержням. Ориентировочный расчет линейной и угловой жесткости стыка производится по следующим формулам:

$$C = \frac{F}{K^m} - \text{для осей, расположенных в плоскости стыка, Н/м};$$

$$C = \frac{F}{K} - \text{для оси, перпендикулярной плоскости стыка, Н/м};$$

$C^m = \frac{J}{K}$ – для осей, расположенных в плоскости стыка, Н·м/рад;

$C^m = \frac{J_{\kappa p}}{K^m}$ – для оси, перпендикулярной плоскости стыка, Н·м/рад.

Линейную жесткость стыка по оси, параллельной плоскости стыка и совпадающей с осью ходового винта, принимаем равной осевой жесткости винтовой пары. Податливость ходового винта определяется по формуле:

$$e = \frac{l}{E \cdot F} + \frac{d_{cp} \cdot l}{2G \cdot J_p} \cdot \frac{t}{2\pi} \operatorname{tg}(\beta + \rho).$$

Следует отметить, что поскольку расчет жесткости стыка произведен ориентировочно, значения параметров C_x , C_y , C_z , C_x^m , C_y^m , C_z^m следует уточнить экспериментально. Координаты вектора переноса от начала фиктивного стержня (стыка) к центру стыка в местной системе координат (X_n , Y_n , Z_n) определяются как расстояния от оси начального (первого) стержня до стыка.

Координаты вектора переноса от центра стыка к концу фиктивного стержня (стыка) в местной системе координат (X_k , Y_k , Z_k) определяются как расстояния от стыка до оси конечного (второго) стержня.

Пример заполнения (см. Приложение).

Таблица Д, стык 3-5 (местная система координат 5) совпадает с направлением оси стержня 2-3, поэтому $X_n = 0$. Поскольку оси Y и Z параллельны стыку 3-5, то $Y_n = 0$, $Z_n = 0$. Расстояние от центра стыка до оси стержня 4-5 равно 50 см., следовательно, $X_k = 50$ см.

$Y_k = 0$ и $Z_k = 0$, т.к. оси Y и Z параллельны плоскости стыка 3-5, т.е. нельзя найти расстояние до стыка по направлениям осей Y и Z. Линейный и угловой коэффициенты рассеивания энергии а стыке γ, γ^m принимаются равными 0,06..0,3; в стыке 3-5 $\gamma, \gamma^m = 0,06-0,12$ в стыках 2-10 и 10-11 $\gamma - \gamma^m = 0,3$.

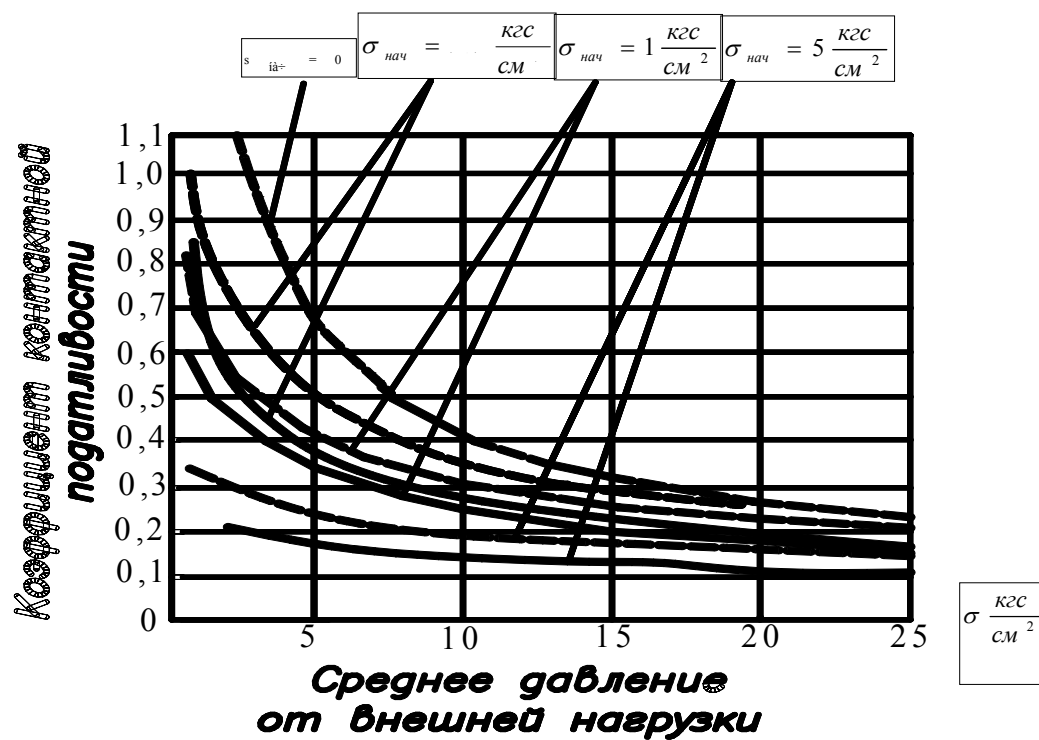
Ориентировочное значение коэффициента рассеивания энергии можно рассчитать по формуле: $\gamma = \frac{A}{\sqrt[3]{\sigma_{ном}}}$.

4.2.4. Признак расположения местной системы координат опоры (N_k) определится аналогично расчету исходных данных по стержням и стыкам.

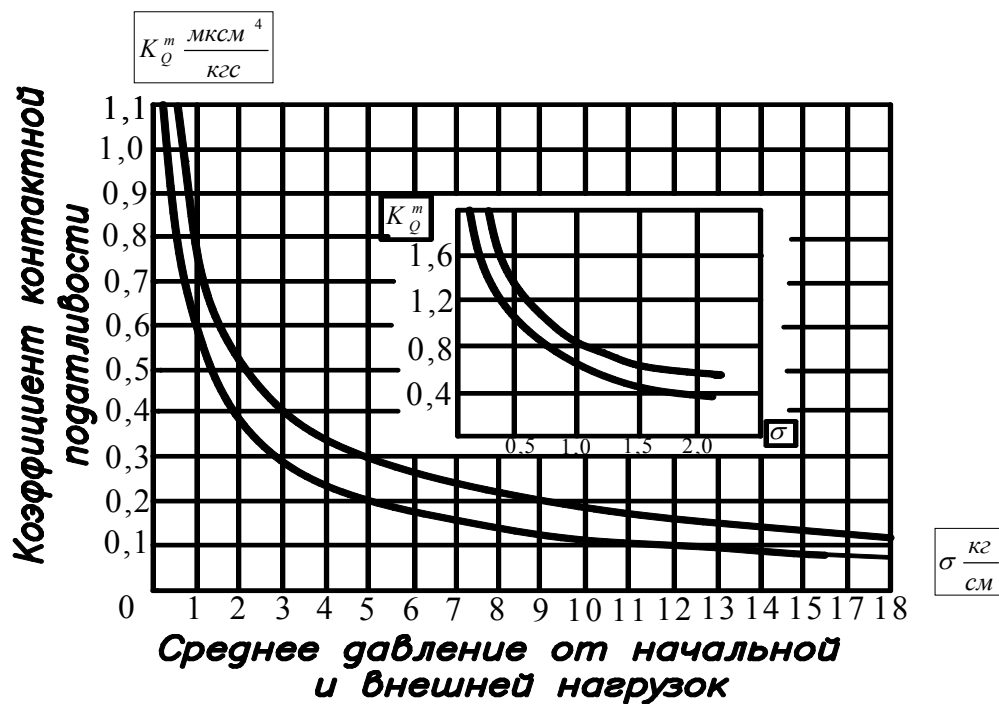
Ориентировочная жесткость опор определяется по тем же формулам, что и жесткость стыка.

Линейный и угловой коэффициенты рассеивания энергии в опорах γ и γ^m принимаются равными 0,07...0,1.

Поскольку смещение центра тяжести стержней от центральных осей равно нулю для разработанной расчетной схемы, то и значение параметра r равно нулю.



а)



б)

Рис. 14. Значение коэффициентов контактной податливости для расчета сближения в центре стыка (а) и угла поворота в стыке (б). Сплошные линии - для коротких стыков и при высокой точности изготовления ($\Delta = 5$ мк), пунктирные - для длинных стыков и при низкой точности изготовления ($\Delta = 30$ мк); $\sigma_{нач}$ — начальное давление от веса

4.3. Результаты расчета

Результаты расчета печатаются ЭВМ в виде таблицы (см. приложение), в которой для каждой частоты выдаются действительная и мнимая составляющие амплитуды для заданных узлов несущей системы по расчетной схеме станка, а также относительные перемещения "инструмент-деталь" на выбранных для анализа частотах. Если прикладываемая сила $P = 1$, то на распечатке получаем динамическую податливость.

Как правило, наибольший интерес представляет динамическая податливость между инструментом и обрабатываемой деталью, т. к. она характеризует виброустойчивость и точность станка.

По результатам расчета можно построить либо АФЧХ (используя действительную Re и мнимую J_m составляющие), либо АЧХ (используя амплитуду относительного перемещения между инструментом и деталью).

При сравнении двух компоновок несущей системы станка следует отдать предпочтение варианту с меньшей отрицательной частью на АФЧХ.

Если отрицательные действительные части характеристик примерно одинаковы, то лучшим является вариант, имеющий меньшую величину амплитуды динамической податливости на АФЧХ. По виду АЧХ лучшим вариантом является тот, который имеет на соответствующих резонансных частотах и в статике (на низких частотах 2-10 Гц) меньшую величину относительной амплитуды.

Пример выполнения расчета динамических характеристик несущей системы станка модели 6560 представлен АФЧХ (рис. 15) и печатью результатов расчета на ЭВМ (см. Приложение 1).

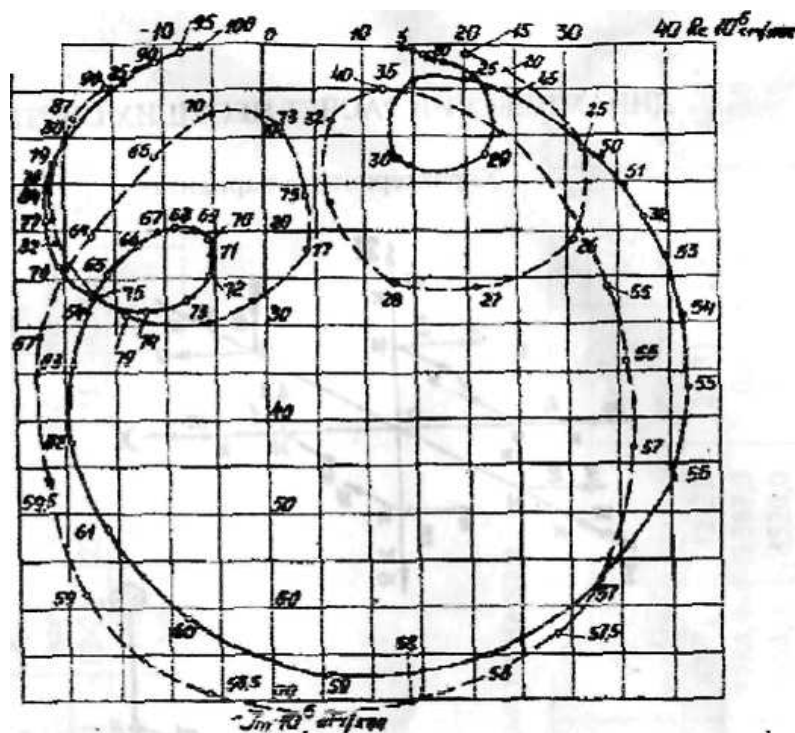


Рис. 15. Расчетная (пунктирная линия) и экспериментальная (сплошная линия) АФЧХ станка модели 6560, $P_x = 1,0 \text{ кгс}$

5. ПРОГРАММА РАСЧЕТА СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПОНОВОК МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

5.1. Назначение пакета прикладных программ и условия его применения

Пакет прикладных программ (ППП) ДКОМП предназначен для расчета статических и динамических характеристик компоновок металлорежущих станков на основе использования методов перемещений и модального анализа.

Основные предпосылки качества металлорежущего станка закладываются на стадии его проектирования. Особенно важно реализовать возможности, которые предоставляет конструктору выбор компоновочных решений. Создание станков, обладающих наибольшей эффективностью, может быть достигнуто лишь в результате синтеза и оценки большого количества альтернативных вариантов компоновок.

Для оценки качества на этом этапе создания станка широко используются методы математического моделирования. При этом строится математическая модель упругой системы, позволяющая определять различные показатели качества компоновки. Наиболее важным из основных показателей считается точность станка (1), определяемая упругими (статическими и динамическими) деформациями его несущей системы (2,3). Поэтому анализ компоновок с точки зрения требуемых точностных свойств проектируемого станка представляется наиболее важным. Особенностью анализа, проводимого на ранней стадии проектирования, является учет преимущественно компоновочных факторов, так как многие из параметров станка еще не известны на этой стадии.

ППП позволяет производить автоматизированный расчет статических и динамических характеристик компоновок станков при наличии информации об инерционных, диссипативных и жесткостных параметрах их упругих систем. На первом этапе решения задачи вводятся в режиме диалога исходные данные о количестве упругих элементов и узловых точек, структуре компоновки, координатах всех характерных точек и характеристиках элементов (см. ниже). Если априорной информации достаточно и предполагается расчет АФЧХ, то вводятся данные о параметрах нагружения системы, входах и выходах, а также диссипативные характеристики соединений.

На втором этапе автоматически формируются матрицы системы уравнений компоновки. При этом учитываются особенности соединения ее элементов.

На третьем этапе производится определение характеристик компоновки.

При статическом расчете компоновки определяются пространственные упругие деформации компоновки (за счет контактных деформаций стыков) от заданных нагрузок и весовой нагрузки.

При динамическом расчете компоновки станка, прежде всего, определяются ее модальные параметры (собственные частоты, модальные коэффициенты демпфирования, нормальные формы колебаний), которые могут быть использованы при сравнительном анализе компоновок не только как

разновидность динамических характеристик, но и служит основой для расчета других показателей.

Результат динамического расчета во многом определяется имеющейся у расчетчика информацией о станке.

Целью динамического расчета является определение таких характеристик, которые при сравнительном анализе компоновок позволяют найти варианты, обладающие лучшими динамическими свойствами. По желанию расчетчика могут быть определены:

- 1) собственные частоты и нормальные формы колебаний компоновок;
- 2) баланс модальных составляющих обобщенной статической характеристики компоновки;
- 3) модальные податливости системы станка при относительном возбуждении ее в точке резания;
- 4) АФЧХ компоновки по любой заданной координате от силы резания или другой силы, приложенной в заданной точке.

При расчете характеристик компоновки станка он представляется пространственной расчетной схемой в правой прямоугольной системе координат (X, Y, Z). Начало координат может располагаться к любой точке.

В расчетную схему могут входить следующие элементы:

- 1) абсолютно твердые тела — корпусные детали (станины, стойки, бабки и т. п. станков), собственными упругими деформациями которых можно пренебречь по сравнению с контактными деформациями в стыках. Инерционные характеристики этих тел (массы, моменты инерции масс) полагают сосредоточенными в центрах тяжести. Центр тяжести каждого из этих тел является узловой точкой упругой системы станка;
- 2) невесомые упруго-диссипативные пружины, схематизирующие соединения упругой системы станка. Значения коэффициентов жесткости (нормальной, тангенциальной, угловой) определяются по известным методикам (4,5). Диссипативные свойства станков характеризуют соответствующие коэффициенты относительного рассеяния энергии колебаний (4,5).

Пружины могут соединяться между собой и с абсолютно твердыми телами произвольным образом, образуя расчетную схему упругой системы станка. Соединения пружин являются узловыми точками. С твердыми телами пружины, как правило, соединяются в точках, не являющихся узловыми.

Количество узловых точек не должно превышать 7. Общее количество упругих элементов не должно превышать 15 (в том числе с заделкой одного из концов).

При расчете статических характеристик допускается приложение внешних сил в нескольких точках (не более 5), возможен также учет весовой нагрузки элементов станка.

Расчет динамических характеристик производится с использованием методов теоретического модального анализа (6). При этом используются соответствующие входу и выходу системы строки матрицы нормальных форм колебаний (модальной матрицы), а также значения модальных коэффициентов демпфирования. Последние рассчитываются в программе на основе данных о

коэффициентах относительного рассеяния энергии колебаний элементов станка с учетом их участия в соответствующих формах колебаний. При наличии значений модальных коэффициентов демпфирования, полученных экспериментально, возможно их непосредственное использование для расчета частотных характеристик.

5.2. Обращение к ПП и порядок выполнения расчетов

Перед проведением расчетов исходную информацию по расчетной схеме компоновки станка необходимо записать в файл данных. Для этого считываются с помощью редактора текстов чистые таблицы из файла WWODT и производится их заполнение, после чего информация записывается на магнитный диск.

Перед запуском программы необходимо проконтролировать объем доступной оперативной памяти /программа, рассчитана на 64 КБайт/. В ОС TSX объем оперативной памяти увеличивается с помощью команды:

MEM 64

Запуск программы на счет производится командой:

RUN DKOMP

В процессе работы пользователь должен отвечать на вопросы, которые появляются на дисплее. Если в процессе работы выдается сообщение об ошибке в исходных данных, то в соответствии с ним необходимо произвести исправления в файле с исходными данными с помощью редактора текстов.

5.3. Организация диалога с пользователем

После запуска программы на выполнение на дисплей выводится название программы.

Для запуска программы на счет необходимо выбрать вид расчета из предлагаемого меню:

ВИДЫ РАСЧЕТА

1 - РАСЧЕТ С НОВЫМИ ИСХОДНЫМИ ДАННЫМИ

2 - РАСЧЕТ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ

3 - РАСЧЕТ АФЧХ

4 - РАСЧЕТ МОДАЛЬНЫХ ПОДАТЛИВОСТЕЙ СИСТЕМЫ

5 - РАСЧЕТ ОБОБЩЕННОЙ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ЕЕ БАЛАНСА

6 - РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ УПРУГОЙ СИСТЕМЫ СТАНКА

7 - КОНЕЦ

ВВЕДИТЕ ВИД РАСЧЕТА =

В ответ на этот запрос необходимо ввести цифру, соответствующую выбранному виду расчета. Значение переменных необходимо вводить после

появления запроса в любом формате. После набора значений переменной необходимо нажать клавишу <ВК>/<ввод>/.

В программе предусмотрена защита от неправильного ввода. Если пользователь ввел неправильную информацию, вместо числа- символ, или число, которое выходит за границы, обусловленные размерностью задачи, то запрос возобновляется.

Далее программа запрашивает имя Файла с исходными данными сообщением:

ВВЕДИТЕ ИМЯ ФАЙЛА С ИСХОДНЫМИ ДАННЫМИ =

Имя файла не должно превышать 10 символов. Если при вводе исходных данных из файла, не обнаружено синтаксических ошибок при заполнении таблиц, то выводится сообщение:

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ВВЕДЕНЫ ИЗ ФАЙЛА<имя файла>
ИДЕТ СЧЕТ!!!

Рассмотрим кратко отдельные виды расчетов.

2 – Расчет собственных частот и форм колебаний

После выполнения расчета на дисплей выводятся значения первых 10-ти собственных частот и запрос:

ВВЕДИТЕ ЧИСЛО СОБ. ЧАСТОТ, ПОПАДАЮЩИХ В
ДИАПАЗОН ВОЗБУЖДЕНИЯ (ОБЫЧНО 0-1000Гц) =

Диапазон этих частот должен включать частоты с наиболее интенсивным уровнем относительных и абсолютных колебаний узлов. Границы этого диапазона определяются из опыта исследований станков близких компоновок и размеров. Обычно для станков средних размеров колебания несущих систем рассматривают в диапазоне частот до 150-200 Гц.

После ответа на запрос расчетная информация выводится в виде двух таблиц. В первой из них приведены значения собственных частот из заданного диапазона и распределение модального демпфирования по упругим элементам компоновки для каждой из этих частот. Во второй - для каждой из собственных частот выводятся значения модального коэффициента демпфирования и нормальные формы колебаний по всем шести координатам.

3 – РАСЧЕТ АФЧХ

При расчете АФЧХ, прежде всего, выполняется расчет собственных частот и форм колебаний в заданном диапазоне частот (см. выше).

Для расчета АФЧХ необходима информация о параметрах нагружения системы. При ответе на запрос:

ВВЕДИТЕ НОМЕР ВАРИАНТА НАГРУЖЕНИЯ =

В ЭВМ вводится информация о точках приложения внешних сил и соответствующих им узлах, а также величине составляющих этих сил (из таблиц 6 и 7 исходных данных).

Следующий запрос касается шага изменения значений частоты при расчете АФЧХ в диапазоне между значениями собственных частот:

ВВЕДИТЕ КРУПНЫЙ ШАГ ИЗМЕНЕНИЯ ЧАСТОТЫ =

Крупный шаг (например, 50 Гц) в окрестностях собственных частот автоматически уменьшается, исходя из наилучшего воспроизведения формы АФЧХ.

Далее следует серия запросов:

ВВЕДИТЕ НОМЕР ТОЧКИ, В КОТОРОЙ

ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ =

ВВЕДИТЕ НОМЕР УЗЛА, В КОТОРОМ

ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ =

ВВЕДИТЕ НОМЕР КООРДИНАТЫ, ПО КОТОРОЙ ОПР.
ПЕРЕМЕЩЕНИЕ

(X-1, Y-2, Z-3, F1(X)-4, F1(Y)-5, F1(Z)-6) =

БУДЕМ СЧИТАТЬ ОТНОСИТЕЛЬНУЮ АФЧХ?(Y/N) =

При положительном ответе:

ВВЕДИТЕ НОМЕР ВТОРОЙ ТОЧКИ, В КОТОРОЙ

ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ =

ВВЕДИТЕ НОМЕР ВТОРОГО УЗЛА, В КОТОРОМ

ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ =

Эти запросы определяют точку и координату, для которых рассчитывается АФЧХ (т.е. 'выход' системы). После этого на дисплей выводятся результаты расчета АФЧХ в виде значений реальной и мнимых составляющих и ее модуля (в мкм/дан) для различных частот из заданного диапазона. Для приостановки вывода необходимо нажать клавишу <STOP>. При повторном нажатии этой же клавиши вывод возобновляется.

После окончания вывода на экране появляется вопрос:

БУДЕМ ПЕЧАТАТЬ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НА АЦПУ?(Y/N)

При положительном ответе результаты будут напечатаны на бумаге.

4 – Расчет модальных податливостей

Нормальные формы колебаний дают хорошее представление о динамических свойствах системы. Однако они не зависят от нагружения системы. При заданном нагружении поведение системы на собственных частотах качественно определяется ее формами колебаний, однако величины перемещений узловых точек зависят при этом от точки и координаты приложения внешней силы, а также ее величины. Если АФЧХ дает представление о поведении системы лишь в заданной точке выхода для заданного диапазона частот, то модальные податливости дают полное представление о поведении всей системы под нагрузкой на каждой из собственных частот, определяя статическую податливость каждой модальной составляющей АФЧХ.

При расчете модальных податливостей нагружение системы внешними силами задается как при расчете АФЧХ, т. е. используется информация из

таблиц 6 и 7 исходных данных. Результаты расчета - собственные частоты, модальное демпфирование и модальные податливости (в мкм/дан) выводятся на дисплей. Затем возникает вопрос:

БУДЕМ ПЕЧАТАТЬ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НА АЦПУ?(Y/N)

При положительном ответе результаты будут напечатаны на бумаге.

5 – Расчет обобщенной оценки УС станка

При сравнительном анализе компоновок станков целесообразно использовать методы оценки их характеристик, инвариантные к условиям нагружения. К таким методам можно отнести и расчет обобщенной статической характеристики $PSC_{УС}$, равной следу матрицы ее суммарных статических характеристик. Лучшими статическими характеристиками обладает та компоновка, у которой PSC (в мкм/дан) меньше.

Баланс этой характеристики, как сумма отношений $PMC(k)/RSC$, может быть эффективно использован для нахождения наиболее значимых мод, по существу определяющих динамическую характеристику компоновки.

Результаты расчета - обобщенная статическая характеристика PSC и ее баланс - выводятся на дисплей (для заданного ранее диапазона частот). Затем возникает вопрос:

БУДЕМ ПЕЧАТАТЬ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НА АЦПУ?(Y/N)

При положительном ответе результаты будут напечатаны на бумаге.

6 – Расчет статических деформаций УС станка

На дисплей выводятся результаты расчета статических деформаций УС в узловых точках при действии всех заданных нагрузок (таблицы 6 и 7) и собственного веса элементов компоновки (сведения о весе берутся из таблицы 5 исходных данных, где приведена информация о массах элементов).

При положительном ответе на вопрос:

БУДЕМ ПЕЧАТАТЬ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НА АЦПУ?(Y/N)

Результаты будут напечатаны на бумаге.

7 – Конец расчетов

При вводе цифры 1 производится расчет с новыми исходными данными. При этом на дисплей вновь выводится меню видов расчета.

5.4. Ввод исходных данных

Данные о системе – топология и параметры расчетной схемы перед выходом на ЭВМ заносят в специальные таблицы.

При вводе данных в ЭВМ аналогичные таблицы заполняются с помощью редактора текстов (см. стр. 13-15). Таблицы заполнены данными для рассматриваемого ниже примера.

При заполнении необходимо следить за тем, чтобы исходные таблицы не менялись, т. к. не увеличивалось количество строк и не изменялось положение символов таблиц. Численные значения записываются в специальных свободных позициях. Если численное значение отсутствует, то соответствующей переменной присваивается нулевое значение. Перед заполнением таблиц вводятся следующие данные:

- число узловых точек;
- общее число точек (узловые и точки приложения) нагрузок;
- число упругих элементов;
- число упругих элементов с заделкой;
- число точек приложения сил.

Значения переменных вводятся после знака «=».

В таблицу 1 заносят координаты всех точек. В первый столбец координаты по оси X, во второй - по Y, в третий - по Z. Переменные имеют действительный тип, поэтому все числа в этой таблице должны иметь десятичную точку.

Таблица 2 описывает топологию расчетной схемы упругой системы станка. Каждая строка соответствует одному элементу. В первый столбец заносят код элемента:

- 1 - пружина;
- 2 - пружина с заделанным концом.

Во второй и третий столбец заносят номера начальной и конечной точек упругих элементов. Если элемент имеет заделанный конец, то номер соответствующей конечной точки должен быть равен нулю. Начальная точка не может быть нулевой. В четвертом и пятом столбцах указывают номера узловых точек расчетной схемы, жестко связанных с соответствующими концами упругих элементов. В частном случае присоединения упругих элементов к узловым точкам числа в столбцах втором и четвертом, а также третьем и пятом могут совпадать. Все переменные, вносимые в эту таблицу, имеют целый тип.

В таблице 3 описывают характеристики упругих элементов в соответствии с их нумерацией в таблице 2. Для пружин (стыков) вводят значения их линейных и угловых жесткостей в глобальной системе координат системы станка.

Все переменные в этой таблице действительного типа и должны иметь десятичную точку.

Таблица 4 заполняется только для пружинных элементов. В нее заносят значения коэффициентов относительного рассеяния энергии колебаний в стыках (4). Переменные имеют действительный тип и должны быть записаны с десятичной точкой.

В таблицу 5 заносят инерционные характеристики корпусных деталей станка, представленных на расчетной схеме как абсолютно твердые тела. В первом столбце указываются номера узловых точек, где сосредоточены инерционные параметры тел - это целый тип переменной (без десятичной

точки), в остальные столбцы заносят сами значения этих параметров- масс и моментов инерции относительно осей, проходящих через узловую точку (как действительных переменных с десятичной точкой).

С помощью таблиц 6 и 7 задают нагрузки для расчета. При статическом расчете система может быть нагружена одновременно несколькими внешними силами, приложенными в разных точках (до 5 точек). Каждой внешней силе соответствует одна строка таблиц 6 и 7. В таблице 6 указывается точка приложения каждой из сил (если сила приложена относительно между точками I и J, то заполняются все столбцы таблицы 6, если только к точке I, то два последних столбца не заполняются), в таблице 7 -составляющие силы по осям координат.

Статическая деформация системы определяется от всех приложенных сил и весовой нагрузки.

При расчете частотных характеристик к системе в любом месте может быть приложена только одна сила (абсолютно или относительно). Величина силы равна 1 дан. Поэтому в таблице 7 указывают составляющие этой единичной силы. Соответственно значения частотной характеристики имеют размерность податливости мкм/дан.

Сказанное выше относится и к расчету модальных податливостей системы станка. Однако в этом случае единичная сила всегда приложена относительно в точке резания (между инструментом и заготовкой).

Переменные в таблице 6 имеют целый тип (без десятичной точки), в таблице 7 - действительный тип (с десятичной точкой).

5.5. Описание результатов расчета

Результаты расчета выводятся на дисплей, АЦПУ или записываются на магнитный диск.

При статическом расчете выводятся:

- деформации упругой системы во всех узловых точках от приложенных сил и весовой нагрузки (линейные и угловые перемещения).

При динамическом расчете выводятся:

- собственные частоты системы;
- модальные коэффициенты демпфирования системы;
- нормальные формы колебаний системы для заданных собственных частот;
- балансы демпфирования по элементам компоновки для заданных собственных частот;
- амплитудно-фазовые частотные характеристики (АФЧХ) системы для заданного частотного диапазона, ограниченного выбранным максимальным значением собственной частоты. При расчете шаг по частоте задается крупным, исходя из того, чтобы общее количество точек АФЧХ не превышало 100. В окрестностях собственных частот шаг автоматически уменьшается;

— модальные податливости системы при относительном возбуждении ее единичной силой в точке резания.

Кроме того, ППП позволяет проводить экспресс-оценку статических характеристик системы при сравнительном анализе компоновок, а также выделять собственные формы колебаний, дающие наибольший вклад в динамическую податливость. Экспресс-оценка проводится без ввода информации о нагружении системы силами резания.

5.6. Описание примера расчета компоновки

Решение задачи оценки альтернативных вариантов компоновки связано, прежде всего, с разработкой подходящих расчетных схем, что в общем случае нельзя пока формализовать. Обычно такая разработка производится на основе предшествующего опыта и некоторых эвристических соображений.

Степень детализации в значительной степени определяется необходимостью отразить в ней те элементы, параметры которых могут существенно повлиять на характеристики компоновки.

Опыт моделирования компоновок показывает, что в большинстве случаев для построения расчетной схемы достаточно иметь абсолютно жесткие тела, пружины и стержни. Пластинчатые конечные элементы здесь использовать невозможно, т. к. конструкция корпусных деталей еще не проработана. Более того, по той же причине затруднительно использовать стержни.

В этой ситуации возможно: 1) условно считать корпусные детали имеющими простое поперечное сечение для всех сравниваемых вариантов компоновки; 2) считать корпусные детали абсолютно жесткими по сравнению с контактными деформациями в стыках.

Опыт показывает, что при сравнительном анализе компоновок второй путь не представляется чрезмерным упрощением задачи. Например, в работе (7) показано, что пренебрежение собственными упругими деформациями стойки даже такого крупного станка как ИР1600МФ4, внесло погрешность в суммарные перемещения инструмента в зоне резания не более (3-6)%. При сравнительном анализе компоновок это вполне допустимо.

На рис. 16 в начале примера показана расчетная схема одного варианта компоновки многоцелевого станка с крестово-подвижной стойкой. Компоновка представлена в виде пространственной колебательной системы, состоящей из трех жестких тел с 18 степенями свободы.

Колебательные перемещения в затянутых стыках обычно можно не учитывать. Поэтому основание с неподвижным столом рассматриваются заодно.

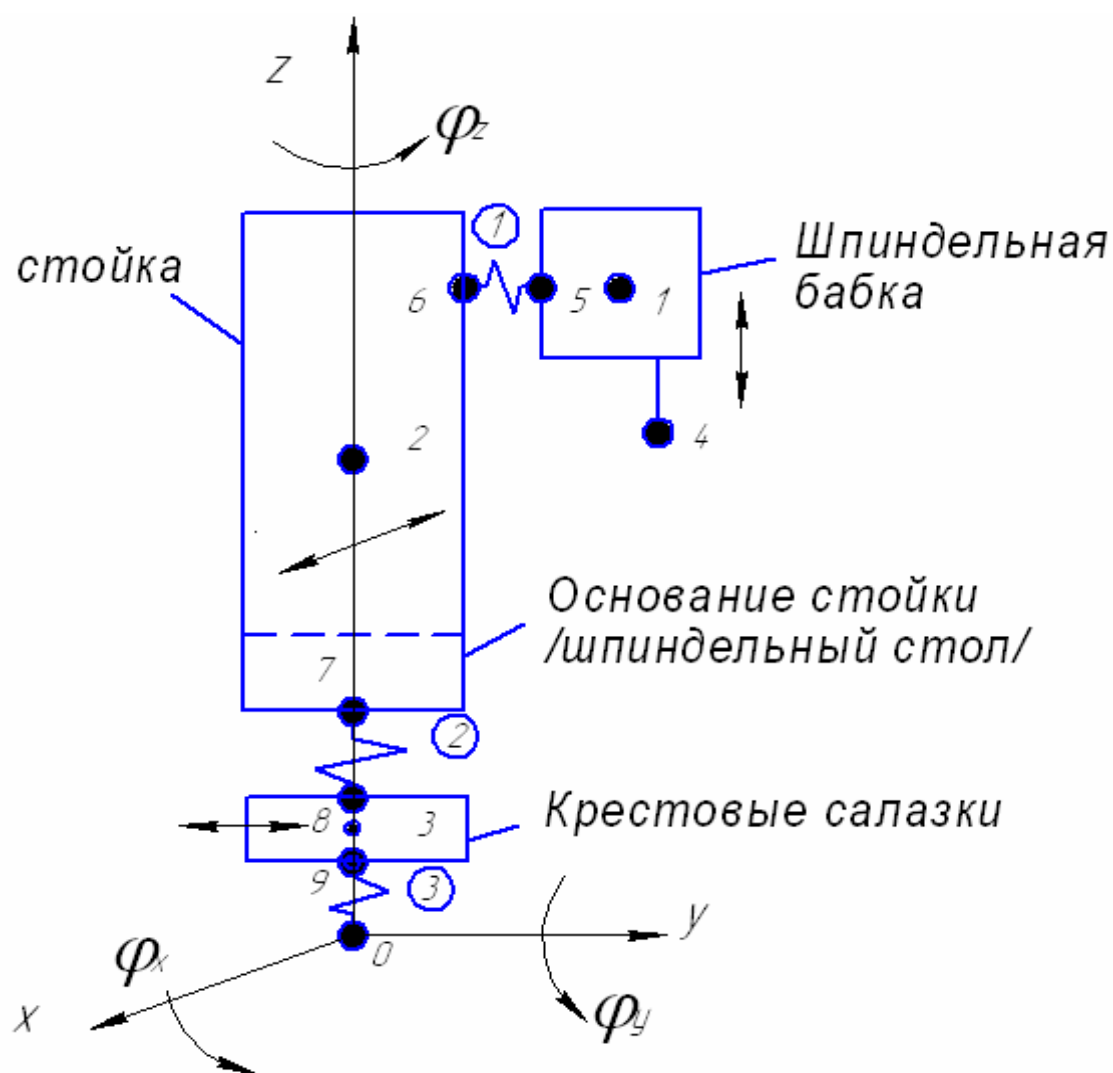


Рис. 16. Расчетная схема компоновки многоцелевого станка

Низшие собственные частоты колебаний станка обычно соответствуют его колебаниям на опорах как одного целого, когда относительные перемещения элементов компоновки практически отсутствуют. Так как при оценке вариантов компоновок основную роль играют относительные перемещения инструмента и заготовки, допустимо не учитывать колебания основания с неподвижным столом.

На расчетной схеме компоновки (рис. 16) цифрами 1-3 обозначены центры тяжести шпиндельной бабки 1, стойки с подвижным столом 2 и крестовых салазок 3. Пружины 5-6, 7-8, и 9-0 изображают подвижные стыки. Сила резания

действует в точке 4. Относительные перемещения инструмента и заготовки определяется в данном случае как абсолютные перемещения точки 4.

Соответствующие расчетной схеме компоновки таблицы с исходными данными приведены ниже.

Расчет характеристик компоновок проводился в центральной точке рабочего пространства. При более подробном анализе его надо проводить также в крайних точках рабочего пространства.

Результаты расчета статистических и динамических характеристик компоновки приведены ниже.

Расчет статических и динамических характеристик компоновки

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15

ВВЕДИТЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

ЧИСЛО УЗЛОВЫХ ТОЧЕК (NU<7)	NU=3
ЧИСЛО ТОЧЕК ОБЩЕЕ	NR=9
ЧИСЛО УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ	NE=3
В Т.Ч. С ЗАДЕЛКОЙ	NE1=1
ЧИСЛО ВАРИАНТОВ НАГРУЖЕНИЯ	ND=1

ТАБЛИЦА 1. - КООРДИНАТЫ ТОЧЕК

ТОЧКА N"	КООРД. ПО X [ММ]	КООРД. ПО Y [ММ]	КООРД. ПО Z [ММ]
1		550.	1365.
2		0.	1040.
3		0.	80.
4		810.	865.
5		250.	1415.
6		250.	1415.
7			215.
8			215.
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24			
25			

ТАБЛИЦА 2.- КОДЫ И СОЕДИНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ

N° ПРУЖИНЫ	КОД	НАЧ. ТОЧКА N°	КОН. ТОЧКА N°	УЗЕЛ, СООТВЕТСТВУЮЩИЙ		КОДЫ: 1-ПРУЖИНА, 2-ПРУЖИНА С ЗАДЕЛАННЫМ КОНЦОМ, 3-СТЕРЖЕНЬ, 4-СТЕРЖЕНЬ С ЗАДЕЛАННЫМ КОНЦОМ
				НАЧ. ТОЧКЕ	КОН. ТОЧКЕ	
1	1	5	6	1	2	
2	1	7	8	2	3	
3	2	9	0	3	0	
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						

ТАБЛИЦА 3.- ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ

N° ПРУЖИНЫ	ЛЕНЕЙНЫЕ ЖЕСТКОСТИ ДАН/МКМ			УГЛОВЫЕ ЖЕСТКОСТИ ДАН/РАД		
	ПО X	ПО Y	ПО Z	ВОКРУГ X	ВОКРУГ Y	ВОКРУГ Z
1	2.6E2	7.8E2	6.28E1	2.75E7	9.15E6	1.85E7
2	6.28E1	3.8E2	1.52E3	5.25E7	1.14E8	2.86E7
3	2.52E2	6.28E1	1.25E3	4.18E7	1.07E8	.833E7
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						

ТАБЛИЦА 4.- РАССЕЯНИЕ ЭНЕРГИИ В ПРУЖИНАХ

N° ПРУЖИНЫ	КОЭФФИЦИЕНТЫ РАССЕЯНИЯ ЭНЕРГИИ КОЛЕБАНИЙ					
	ПО X	ПО Y	ПО Z	ВОКРУГ X	ВОКРУГ Y	ВОКРУГ Z
1	.4	.4	.4	.4	.4	.4
2	.4	.4	.4	.4	.4	.4
3	.5	.5	.5	.5	.5	.5
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						

ТАБЛИЦА 5.- ИНЕРЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

N° УЗЛ. СОСРЕД. МАССЫ	СОСРЕДОТЧ. В УЗЛЕ МАССА, КГ	МОМЕНТЫ ИНЕРЦИИ МАССЫ, (КГ ⇔ М ⇔ ⇔ 2) ОТНОСИТЕЛЬНО		
		ОСИ X	ОСИ Y	ОСИ Z
1	125.	8.6	6.3	6.0
2	2400.	823.4	840.5	127.3
3	400.	15.9	114.2	126.0

ТАБЛИЦА 6. -ТОЧКИ ПРИЛОЖЕНИЯ НАГРУЗОК

ВАРИАНТ НАГРУЖЕНИЯ	СИЛА ПРИЛОЖЕНА К			
	ТОЧКЕ 1	СООТВЕТСТВУЮЩЕЙ УЗЛУ N°	И ТОЧКЕ J	СООТВЕТСТВУЮЩЕЙ УЗЛУ N°
1	4	1		
2				
3				
4				
5				

ТАБЛИЦА 7.- ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГРУЗОК

ВАРИАНТ НАГРУЖ.	P(X) [ДАН]	P(Y) [ДАН]	P(Z) [ДАН]
1	.67	.67	.355
2			
3			
4			
5			

БАЛАНС ДЕМПФИРОВАНИЯ ПО ЭЛЕМЕНТАМ

СОБ. ЧАСТОТА ГЦ.	№ ЭЛЕМЕНТА	ДЕМПФИРОВАНИЕ
37.8	1	.47766E-05
	2	.96522E-02
	3	.27719E-01
50.1	1	.26180E-04
	2	.18091E-01
	3	.17143E-01
80.6	1	.16072E-03
	2	.32691E-02
	3	.35503E-01

СОБСТВЕННАЯ ЧАСТОТА, ГЦ.=		37.76				
ДЕМПФИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ=		.037376				
НОРМАЛЬНЫЕ ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ						
УЗЕЛ №	X	Y	Z	F1(X)	F1(Y)	F1(Z)
1	.00	.71	-.24	-.43E-02	.00	.00
2	.00	.57	-.25E-03	-.43E-02	.00	.00
3	.00	.16	-.14E-03	-.26E-02	.00	.00

СОБСТВЕННАЯ ЧАСТОТА, ГЦ.=				50.05		
ДЕМПФИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ=				.035261		
НОРМАЛЬНЫЕ ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ						
УЗЕЛ №	X	Y	Z	F1(X)	F1(Y)	F1(Z)
1	.77	.00	.00	.00	.31E-02	-.14E-02
2	.59	.00	.00	.00	.31E-02	-.12E-02
3	.75E-01	.00	.00	.00	.17E-02	-.96E-03

СОБСТВЕННАЯ ЧАСТОТА, ГЦ.=				80.61		
ДЕМПФИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ=				.038932		
НОРМАЛЬНЫЕ ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ						
УЗЕЛ №	X	Y	Z	F1(X)	F1(Y)	F1(Z)
1	-1.0	.00	.00	.00	.63E-03	.20E-01
2	.95E-01	.00	.00	.00	.44E-03	.19E-01
3	.13E-01	.00	.00	.00	.26E-03	.17E-01

НОМЕР ТОЧКИ В КОТОРОЙ ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ				=1
НОМЕР УЗЛА В КОТОРОМ ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ				=1
НОМЕР КООРДИНАТЫ ПО КОТОРОЙ ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ				=3
X-1; Y-2; Z-3; F1X-4; F1Y-5; F1Z-6;				
ЧАСТОТА (Гц)	REAL	IMAG	ПОДАТЛИВОСТЬ (МКМ/ДАН)	
.00	.61203E-02	.00000	.61203E-02	
15.00	.45366E-02	.33641E-03	.45491E-02	
30.00	-.82713E-02	.37336E-02	.90749E-02	
35.00	-.35711E-01	.25136E-01	.43671E-01	
35.50	-.40956E-01	.34135E-01	.53316E-01	
36.00	-.45485E-01	.47749E-01	.65946E-01	
36.50	-.46139E-01	.67978E-01	.82157E-01	
37.00	-.35690E-01	.94446E-01	.10096	
37.50	-.57942E-02	.11672	.11687	
38.00	.35451E-01	.11567	.12098	
38.50	.63855E-01	.92409E-01	.11233	
39.00	.73145E-01	.66221E-01	.96668E-01	
48.00	.30232E-01	.20329E-02	.30301E-01	
48.50	.29540E-01	.18322E-02	.29597E-01	
49.00	.28909E-01	.16567E-02	.28957E-01	
49.50	.28332E-01	.15024E-02	.28372E-01	
50.00	.27804E-01	.13659E-02	.27837E-01	
50.50	.27317E-01	.12445E-02	.27346E-01	
51.00	.26869E-01	.11361E-02	.26893E-01	
51.50	.26455E-01	.10387E-02	.26476E-01	
52.00	.26072E-01	.95100E-03	.26089E-01	
67.00	.21290E-01	-.46591E-04	.21290E-01	
78.00	.20892E-01	-.32934E-03	.20894E-01	
78.50	.20903E-01	-.34212E-03	.20905E-01	
79.00	.20916E-01	-.35503E-03	.20919E-01	
79.50	.20931E-01	-.36809E-03	.20934E-01	
80.00	.20948E-01	-.38130E-03	.20952E-01	
80.50	.20968E-01	-.39470E-03	.20972E-01	
81.00	.20990E-01	-.40830E-03	.20994E-01	
81.50	.21013E-01	-.42210E-03	.21018E-01	
82.00	.21039E-01	-.43614E-03	.21044E-01	
97.00	.22895E-01	-.10799E-02	.22920E-01	
112.00	.28381E-01	-.33976E-02	.28584E-01	
123.00	.39494E-01	-.14084E-01	.41930E-01	
125.00	.42193E-01	-.20283E-01	.46815E-01	
127.00	.43324E-01	-.30066E-01	.52735E-01	
129.00	.38789E-01	-.43764E-01	.58480E-01	
131.00	.23071E-01	-.55391E-01	.50003E-01	
133.00	.16986E-02	-.53013E-01	.53040E-01	
135.00	-.10530E-01	-.39559E-01	.40936E-01	
137.00	-.12787E-01	-.26804E-01	.29698E-01	
139.00	-.10899E-01	-.18194E-01	.21209E-01	

СОБСТВЕННАЯ ЧАСТОТА, ГЦ.
37.76
ДЕМПФИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ
.037371

МОДАЛЬНЫЕ ПОДАТЛИВОСТИ(МКМ/ДАН)				(РАД/ДАН)		
УЗЕЛ №	X	Y	Z	F1(X)	F1(Y)	F1(Z)
1	.0000	.26439E-01	-.89644E-02	-.16128E-07	.0000	.0000
2	.0000	.21197E-01	-.93881E-05	-.16065E-07	.0000	.0000
3	.0000	.58373E-02	-.51557E-05	-.96593E-08	.0000	.0000

СОБСТВЕННАЯ ЧАСТОТА, ГЦ.
50.05
ДЕМПФИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ
.035261

МОДАЛЬНЫЕ ПОДАТЛИВОСТИ(МКМ/ДАН)				(РАД/ДАН)		
УЗЕЛ №	X	Y	Z	F1(X)	F1(Y)	F1(Z)
1	.33614E-01	.0000	.0000	.0000	.13404E-07	-.59460E
2	.25950E-01	.0000	.0000	.0000	.13540E-07	-.52530E
3	.32742E-02	.0000	.0000	.0000	.76678E-08	-.42102E

СОБСТВЕННАЯ ЧАСТОТА, ГЦ.
80.61
ДЕМПФИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ
.038932

МОДАЛЬНЫЕ ПОДАТЛИВОСТИ(МКМ/ДАН)				(РАД/ДАН)		
УЗЕЛ №	X	Y	Z	F1(X)	F1(Y)	F1(Z)
1	.40453E-01	.0000	.0000	.0000	-.25380E-08	-.81881E
2	-.38419E-02	.0000	.0000	.0000	-.17844E-08	-.79096E
3	-.52858E-03	.0000	.0000	.0000	-.10401E-08	-.67130E

СОБСТВЕННАЯ ЧАСТОТА, ГЦ.
131.81
ДЕМПФИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ
.038148

МОДАЛЬНЫЕ ПОДАТЛИВОСТИ(МКМ/ДАН)				(РАД/ДАН)		
УЗЕЛ №	X	Y	Z	F1(X)	F1(Y)	F1(Z)
1	.0000	-.53144E-03	-.43105E-02	.68830E-03	.0000	.0000
2	.0000	.15080E-02	-.72035E-04	.63405E-08	.0000	.0000
3	.0000	.64834E-02	-.39924E-04	.82566E-08	.0000	.0000

ОБОБЩЕННАЯ СТАТИЧ. ХАР-КА (МКМ/ДАН) :PSC= 22835

СОБ. ЧАСТОТА (ГЦ.)	ОТНОШЕНИЕ РМС(К)/PSC
37.8	.43186
50.1	.25952
80.6	.16975
131.8	.02069
СУММА	
	.88182

ДЕФОРМАЦИИ В УЗЛОВЫХ ТОЧКАХ

УЗЕЛ №	X (МКМ)	Y (МКМ)	Z (МКМ)	F1(X) (РАД)	F1(Y) (РАД)	F1(Z) (РАД)
1	.821E-01	3.71	-8.02	-.431E-05	-.310E-07	-.104E-0
2	.221E-01	2.81	-4.00	-.296E-05	.924E-08	-.841E-0
3	.309E-02	.143	-2.34	-.165E-05	.542E-08	-.652E-0

ГЛОССАРИЙ

АФЧХ – амплитудно-фазовая частотная характеристика.

АЧХ – амплитудно-частотная характеристика.

Демпфирующая способность – способность гасить колебания.

Динамическая характеристика шпиндельного узла – отклонение контрольной точки шпинделя при его нагружении динамически изменяющейся силой с неизменной частотой нагружения.

Жесткость конструкции – способность объекта сопротивляться упругим деформациям.

Несущая система металлорежущего станка – совокупность базовых деталей между заготовкой и инструментом, через которую обеспечивается силовое замыкание процесса резания.

Статическая характеристика металлорежущего станка – отклонение точек несущей системы станка при его нагружении статической (неизменной во времени) силой.

ЧПУ – числовое программное управление.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Агрегатирование 8

АФЧХ 47, 49 52

АЧХ 63, 47

Базовые детали 28

Виброустойчивость 5

Демпфирующая способность 17, 62

Деформация 29, 36, 40

Динамическая характеристика 42, 59

Демпфирование 17, 55, 56

Жесткость 17, 26, 27, 30, 36, 39, 48

Компоновки станков 6 56, 58

Корпусные детали 16

Коэффициент контактной податливости 42

Коэффициент распределения сдвига 37

Местные деформации 34

Момент инерции 32

Многооперационные станки 7, 9, 10, 11, 13

Направляющие 20, 24

Несущая система 5, 15, 28, 29

Податливость 60

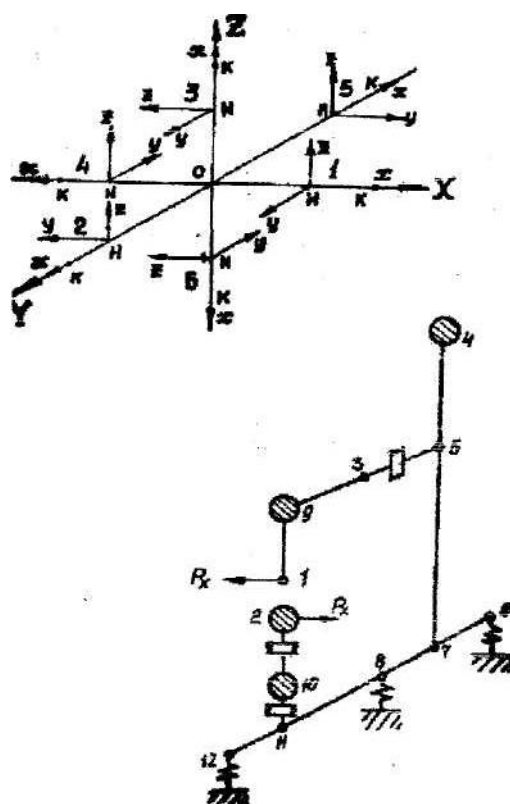
Расчетная схема 42

Статическая характеристика 42, 50, 51, 55, 59

ЧПУ 12

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НЕСУЩИХ СИСТЕМ

Характеристика варианта



Расчетная схема системы (модель станка 6650)

Диапазон частот возмущений колебаний (Гц)

Начальная	f_n	1-5	5
Конечная	f_k	6-10	8
Шаг	Δf	11-15	1

А. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Б. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО НАГРУЗКАМ

з	0	0	0	0	0	0
N_{y3}	$P_x, \text{кгс}$	$P_y, \text{кгс}$	$P_z, \text{кгс}$	$M_x, \text{кгс}\cdot\text{см}$	$M_y, \text{кгс}\cdot\text{см}$	$M_z, \text{кгс}\cdot\text{см}$
9-11	12-21	22-31	32-41	42-51	52-61	62-71
1	1,0	0	0	0	0	0
2	-1,0	0	0	0	0	0

В. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО МАССАМ

U	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
N_{y3}	$M_{K_1}, \text{кг}\cdot\text{с}^2/\text{см}$	$S_{K_2}^x, \text{кг}\cdot\text{с}^2$	$S_{K_2}^y, \text{кг}\cdot\text{с}^2$	$S_{K_2}^z, \text{кг}\cdot\text{с}^2$	$J_{K_2}^x, \text{кг}\cdot\text{с}^2\cdot\text{см}$	$J_{K_2}^y, \text{кг}\cdot\text{с}^2\cdot\text{см}$	$J_{K_2}^z, \text{кг}\cdot\text{с}^2\cdot\text{см}$	$J_{K_2}^{xy}, \text{кг}\cdot\text{с}^2\cdot\text{см}$	$J_{K_2}^{xz}, \text{кг}\cdot\text{с}^2\cdot\text{см}$	$J_{K_2}^{yz}, \text{кг}\cdot\text{с}^2\cdot\text{см}$
9-11	12-21	22-31	32-41	42-52	52-61	62-71	12-21	22-31	32-41	42-51
9	1,78	0,0	0,0	0,0	1973,0	1584,0	1387,0	0,0	0,0	0,0
2	0,64	0,0	0,0	0,0	548,0	3053,0	3520,0	0,0	0,0	0,0
10	16,94	0,0	0,0	0,0	755,0	7290,0	85,0	0,0	0,0	0,0

Г. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТЕРЖНЯМ

К				0	0	0	+03	+03	+03	0	0	0	+07	+06	0	0	0	0
Признак формулы	$N_{н.с.}$ $m.$	$N_{к.с.}$ m	N_n	L $см$	F $кг/с$ $м$	$q,$ $кг/с$ $м$	J^y $см^4$	J^z $см^4$	J^p $см^4$	J^{mx} $кгс·$ $с^4$	J^{my} $кгс·$ $с^4$	J^{mz} $кгс·$ $с^4$	E $кгс/$ $с$	G $кгс/$ $с$	γ	γ^m	K_y	K_z
1-2	3-5	6-8	9-11	12-21	22-31	32-41	42-51	52-61	62-71	12-21	22-31	32-41	52-61	52-61	62-71	12-21	22-31	32-41
0	1	9	3	46.0	107.32	0.94	10.15	10.15	20.3	0.162	0.081	0.081	0.2	0.8	0.003	0.003	2.4	2.4
0	9	3	5	64.0	738.0	5.24	515.5	295.24	910.75	6.59	4.49	2.14	0.12	0.48	0.03	0.03	1.9	1.9
1	4	5	6	100.0	752.0	5.34	464.2	857.8	132.2.0	9.6	3.36	6.21	0.12	0.48	0.03	0.03	2.4	2.4
1	5	7	6	100.0	773.6	5.50	496.4	113.0.3	162.6.7	11.77	3.6	8.18	0.12	0.48	0.03	0.03	2.3	2.3
0	6	7	2	32.0	454.1	3.55	184.6	379.11	563.72	4.08	1.34	2.74	0.12	0.48	0.03	0.03	1.95	1.95
0	7	8	2	38.0	454.1	3.55	184.6	379.11	563.72	4.08	1.34	2.74	0.12	0.48	0.03	0.03	2.4	2.4
0	8	11	2	80.0	833.15	6.50	228.9	200.4.7	223.3.6	16.17	1.66	14.51	0.12	0.48	0.03	0.03	2.4	2.4
0	11	12	2	20.0	847.45	6.62	239.05	205.4.4	229.3.5	16.6	1.73	14.87	0.12	0.48	0.03	0.03	2.4	2.4

Д. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТЫКАМ

		+08	+08	+08	+09	+110	+10	0	+03	0	0	0	+07	+06	0	0
$N_{н.стк.}$	$N_{к.стк.}$	N_k	C_x $K_{гс}/с$ $м$	C_y $K_{гс}/с$ $м$	C_z $K_{гс}/с$ $м$	C_x^m $K_{гс} \cdot с$ $м$ $/рад$	C_y^m $K_{гс} \cdot с$ $м$ $/рад$	C_z^m $K_{гс} \cdot с$ $м$ $/рад$	$\tilde{O}_i$ $см$	Y_i $см$	Z_i $см$	$\tilde{O}_k$ $см$	Y_k $см$	Z_k $см$	γ	γ^m
3-5	6-8	9-11	12-21	22-31	32-41	42-51	52-61	62-71	12-21	22-31	32-41	52-61	52-61	62-71	12-21	22-31
3	5	5	0.048	0.082	0.316	0.065	0.47	0.47	0.0	0.0	0.0	50.0	0.0	0.0	0.12	0.12
2	10	6	0.218	0.20	0.75	0.58	0.9	0.9	9.0	0.0	0.0	15.0	0.0	0.0	0.3	0.3
10	11	6	0.160	0.26	2.7	0.45	1.1	1.1	15.0	0.0	0.0	27.0	0.0	0.0	0.3	0.3

Е. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО ОПОРАМ

		+08	+08	+08	+09	+10	+10	0	0	0	0
$N_{н.оп}$	$N_{к.оп}$	N_k	C_x $K_{гс}/см$	C_y $K_{гс}/см$	C_z $K_{гс}/см$	C_x^m $K_{гс} \cdot см$ $/рад$	C_y^m $K_{гс} \cdot см$ $/рад$	C_z^m $K_{гс} \cdot см$ $/рад$	γ	γ^m	$r, см$
3-5	6-8	9-11	12-21	22-31	32-41	42-51	52-61	62-71	12-21	22-31	32-41
6	0	6	0.322	0.483	0.600	0.26	0.111	0.414	0.1	0.1	0
8	0	6	0.322	0.322	0.360	0.26	0.200	0.506	0.1	0.1	0
12	0	6	0.322	0.322	0.360	0.26	0.200	0.506	0.1	0.1	0

Ж. ПЕЧАТАТЬ УЗЛЫ

№ узла	1	2	3	4	5	6	7	8	9									
--------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	--	--	--	--	--	--	--	--	--

И. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ

Наименование элемента	№ начала	№ конца
Инструмент- деталь	1	2
Шпиндель	1	9
Бабка	9	3
Бабка- стойка	3	5
Стойка	5	7
Станина	7	11
Салазки - станина	11	10
Стол- салазки	10	2

АБСОЛЮТНЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ УЗЛОВ

№ узла	RE ЛПУ IM ЛПУ	RE ЛПХ IM ЛПХ	RE ЛПZ IM ЛПZ	RE ВРХ IM ВРХ	RE ВРУ IM ВРУ	RE ВРZ IM ВРZ
1	0.000013652	0.0	0.0	0.0	-0.000000198	-0.000000044
	- 0.000001099	0.0	0.0	0.0	0.000000018	0.000000003
MOD	0.000013694	0.0	0.0	0.0	0.000000199	0.000000044
2	-0.000000567	0.0	0.0	0.0	-0.000000007	0.000000004
	0.000000063	0.0	0.0	0.0	0.000000001	-0.000000000
MOD	0.000000570	0.0	0.0	0.0	0.000000007	0.000000004
3	0.000002656	0.0	0.0	0.0	-0.000000138	-0.000000038
	-0.000000098	0.0	0.0	0.0	0.000000017	0.000000003
MOD	0.000002658	0.0	0.0	0.0	0.000000139	0.000000038
4	0.000002086	0.0	0.0	0.0	0.000000006	-0.000000021
	-0.000000052	0.0	0.0	0.0	-0.000000000	0.000000001
MOD	0.000002087	0.0	0.0	0.0	0.000000006	0.000000021
5	0.000001488	0.0	0.0	0.0	0.000000006	-0.000000021
	-0.000000043	0.0	0.0	0.0	-0.000000000	0.000000001
MOD	0.000001488	0.0	0.0	0.0	0.000000006	0.000000021
6	-0.000000034	0.0	0.0	0.0	0.000000005	-0.000000006
	-0.000000000	0.0	0.0	0.0	-0.000000000	0.000000000
MOD	0.000000034	0.0	0.0	0.0	0.000000005	0.000000006
7	0.000000163	0.0	0.0	0.0	0.000000005	-0.000000006
	-0.000000012	0.0	0.0	0.0	-0.000000000	0.000000000
MOD	0.000000164	0.0	0.0	0.0	0.000000005	0.000000006
8	0.000000219	0.0	0.0	0.0	-0.000000002	0.000000003
	-0.000000014	0.0	0.0	0.0	0.000000000	-0.000000000
MOD	0.000000220	0.0	0.0	0.0	0.000000002	0.000000003
9	0.000005350	0.0	0.0	0.0	-0.000000145	-0.000000044
	-0.000000288	0.0	0.0	0.0	0.000000018	0.000000003
MOD	0.000005388	0.0	0.0	0.0	0.000000145	0.000000044

**ДЕФОРМАЦИЯ ЭЛЕМЕНТОВ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ, P = 5.00,
ПРИВЕДЕННЫЕ К ИНСТРУМЕНТУ**

ЭЛЕМЕНТ		REX	IMX	ОТН, X	REY	IMY	ОТН, Y	REZ	IMZ	ОТН, Z
Н	К									
ПРИВЕДЕННЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ИНСТРУМЕНТ- ДЕТАЛЬ										
(MOD X)				(MOD Y)				(MOD Z)		
1	2	0,141E-04	- 0,115E-05	0,142E-041	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
ИНСТРУМЕНТ - ДЕТАЛЬ										
1	2	0,141E-04	- 0,115E-05	0,100E-01	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
ШПИНДЕЛЬ										
1	9	0,162E-05	- 0,477E-08	0,115E00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
БАБКА										
9	3	0,562E-06	- 0,138E-07	0,397E-01	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
БАБКА-СТОЙКА										
3	5	2,787E-05	- 0,949E-07	0,559E00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
СТОЙКА										
5	7	0,245E-06	- 0,750E-07	0,173E00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
СТАНИНА										
7	11	0,151E-06	- 0,806E-07	0,107E00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
САЛАЗКИ-СТАНИНА										

11	10	0,568E-06	- 0,170E-07	0,418E-02	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
СТОЛ-САЛАЗКИ										
10	2	0,454E-07	- 0,136E-07	0,335E-02	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Врагов, Ю. Д. Анализ компоновок металлорежущих станков / Ю. Д. Врагов. – М. : Машиностроение, 1978. – 208 с.
2. Гурычев, С. Е. Исследование динамических характеристик многоцелевого станка / С. Е. Гурычев, А. В. Гринглаз, Г. С. Болотин // Станки и инструменты. – 1985. – №1. – С. 22-24.
3. Детали и механизмы металлорежущих станков / под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1972. – Т.1. – 663 с. ; Т.2. – 520 с.
4. Кедров, С. С. Колебания металлорежущих станков / С. С. Кедров. – М. : Машиностроение, 1978. – 198 с.
5. Кудинов, В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М. : Машиностроение, 1967. – 359 с.
6. Левина, З. М. Контактная жесткость машин / З. М. Левина, Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1971. – 264 с.
7. Металлорежущие станки / под ред. Н. К. Ачеркана. – М. : Машиностроение, 1965. – Т.1. – 764 с. ; Т.2. – 628 с.
8. Металлорежущие станки и автоматы / под ред. А. Е. Проникова. – М. : Машиностроение, 1981. – 479 с.
9. Модзелевский, А. А. Многооперационные станки / А. А. Модзелевский, А. В. Соловьев, В. А. Лонг. – М. : Машиностроение, 1981. – 215 с.
10. Металлорежущие станки : учебник для вузов / под ред. В. Э. Пуша. – М. : Машиностроение, 1986. – 575 с.
11. Опитц, Г. Современная техника производства ; пер. с нем. / Г. Опитц. – М. : Машиностроение, 1975. – 275 с.

12. Пуш, В. Э. Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. – М. : Машиностроение, 1977. – 390 с.
13. Станочное оборудование автоматизированного производства / под ред. В. В. Бушуева. – М. : Станкин, 1994. – Т.1. – 581 с.
14. Решетов, Д. Н. Точность металлорежущих станков / Д. Н. Решетов, В. Т. Портман. – М. : Машиностроение, 1986. – 336 с.
15. Расчет динамических характеристик упругих систем с ЧПУ. Методические рекомендации / под ред. В. А. Кудинова. – М. : ЭНИМС, 1976. – 98 с.
16. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.

Учебное издание

КИРИЛИН Юрий Васильевич

Расчет и проектирование базовых деталей
и несущей системы металлорежущих станков

Учебное пособие

Редактор Штаева М.

ЛР №020640 от 22.10.97.

Подписано в печать 22.09.2009. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. 4,42. Тираж 100 экз. Заказ №1053.

Ульяновский государственный технический университет
432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, 32.

Типография УлГТУ, 432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, 32.